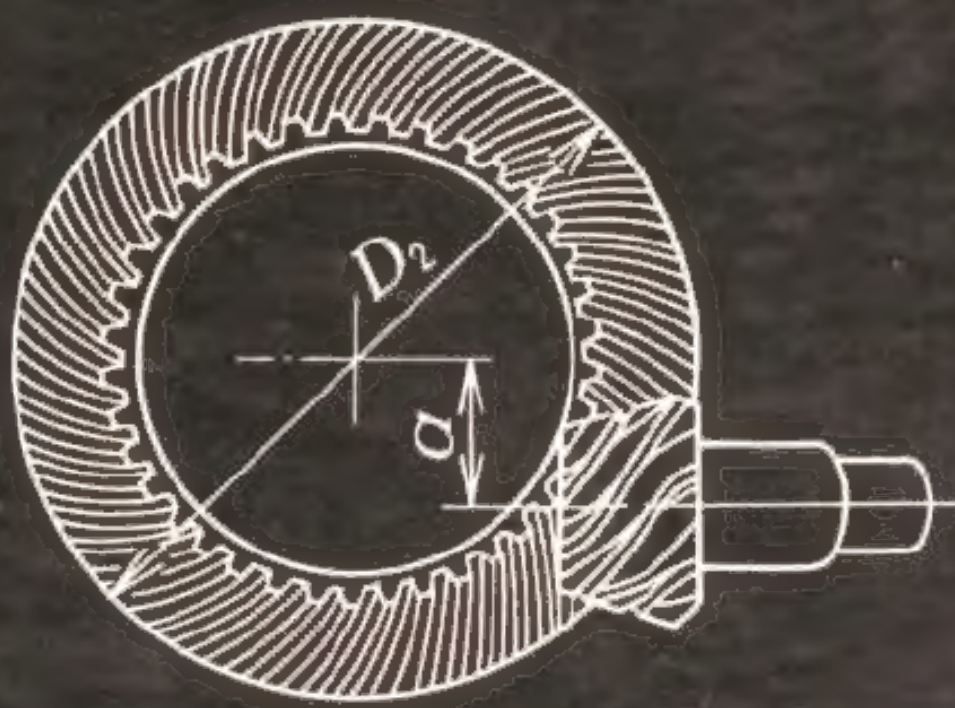


# Stavba a provoz strojů II

Převody

R. KRÍŽ A KOL.

SUTL



# OBSAH

	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK . . . . .	9
	PŘEDMLUVA . . . . .	13
1	MECHANICKÉ PŘEVODY TOČIVÉHO POHYBU . . . . .	15
1.1	Účel a druhy převodů . . . . .	15
1.2	Převodové číslo . . . . .	16
1.3	Sílové poměry v převodech . . . . .	18
1.4	Ztráty a účinnost . . . . .	18
1.5	Porovnání převodů z hlediska rozměrnosti, hmotnosti a pořizovacích nákladů . . . . .	19
2	KONTAKTNÍ PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM – TŘECÍ PŘEVODY . . . . .	22
2.1	Součásti třecích převodů . . . . .	23
	2.1.1 Materiály třecích kol . . . . .	24
	2.1.2 Konstrukce kol . . . . .	24
2.2	Výpočet třecích převodů . . . . .	26
	2.2.1 Obvodová a přítláčná síla . . . . .	26
	2.2.2 Převodový poměr, skluz, účinnost . . . . .	26
	2.2.3 Pevnostní výpočet kol . . . . .	26
2.3	Montáž, provoz a údržba . . . . .	27
3	OPÁSANÉ PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM – ŘEMENOVÉ A LANOVÉ PŘEVODY . . . . .	29
3.1	Základy teorie . . . . .	32
	3.1.1 Obvodová rychlost a síla – síly v pásu . . . . .	32
	3.1.2 Vliv odstředivé síly . . . . .	33
	3.1.3 Výpočet napětí v řemenu . . . . .	36
	3.1.4 Pružný skluz, ztráty, účinnost . . . . .	36
3.2	Součásti opásaných převodů . . . . .	37
	3.2.1 Tažné členy . . . . .	37
	Ploché řemeny . . . . .	37
	Klínové řemeny . . . . .	38
	3.2.2 Řemenice a lanové kladky . . . . .	38
	3.2.3 Napínací ústrojí . . . . .	41
3.3	Výpočet řemenových převodů . . . . .	42
	3.3.1 Geometrický výpočet . . . . .	42
	3.3.2 Výpočet řemenového převodu na pevnost a trvanlivost . . . . .	43
	3.3.3 Postup výpočtu převodu s plochým řemenem . . . . .	44
	3.3.4 Postup výpočtu převodu s klínovými řemeny . . . . .	44
3.4	Montáž a demontáž. Provoz, údržba a bezpečnost řemenových převodů . . . . .	50
4	OPÁSANÉ PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM – ŘETĚZOVÉ PŘEVODY A PŘEVODY OZUBENÝMI ŘEMENY . . . . .	52



4.1	Součásti řetězových převodů . . . . .	53
4.1.1	Řetězy . . . . .	53
4.1.2	Řetězová kola . . . . .	53
4.2	Základy teorie . . . . .	56
4.3	Výpočet řetězového převodu podle ČSN 01 4809 . . . . .	58
4.4	Montáž, provoz, údržba a opravy řetězových převodů . . . . .	61
4.5	Převody ozubenými řemeny . . . . .	61
5	<b>PŘEVODY S PLYNULOU REGULACÍ OTÁČEK — VARIÁTORY</b> . . . . .	64
6	<b>KONTAKTNÍ PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM — PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY</b> . . . . .	69
6.1	Základy teorie ozubení . . . . .	69
6.1.1	Základní zákon ozubení . . . . .	69
6.1.2	Čára záběru . . . . .	73
6.1.3	Boční křivky . . . . .	73
6.2	Čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby . . . . .	74
6.2.1	Ozubený hřeben — základní profil . . . . .	74
6.2.2	Konstrukce ozubení kol N . . . . .	74
6.2.3	Podřezání a mezní počet zubů . . . . .	77
6.2.4	Posunutí profilu . . . . .	78
6.2.5	Nejmenší korekce a nejvýhodnější korekce podle Merritta (podle ČSN). Korekce osové vzdálenosti . . . . .	79
6.2.6	Délka záběru, míra přes zuby, boční vále . . . . .	82
6.3	Čelní soukolí s cykloidním a hodinářským ozubením . . . . .	89
6.4	Čelní soukolí se šikmými zuby . . . . .	90
6.4.1	Hřeben a porovnávací kolo . . . . .	90
6.4.2	Výpočet rozměrů soukolí N . . . . .	90
6.4.3	Čelní soukolí se zuby dvojnásobně šikmými, šipovými a dvojnásobně šipovými . . . . .	92
6.4.4	Čelní kola se šikmým ozubením podle M. L. Novikova (SSSR) . . . . .	93
6.5	Namáhání a výpočet čelních soukolí . . . . .	95
6.5.1	Sílové a převodové poměry, účinnost . . . . .	95
6.5.2	Materiály ozubených kol . . . . .	97
6.5.3	Přesnost ozubených kol . . . . .	98
6.5.4	Výpočet únosnosti čelních ozubených kol . . . . .	98
6.6	Kuželová soukolí . . . . .	110
6.6.1	Rozměry a geometrie ozubení . . . . .	110
6.6.2	Sílové poměry. Pevnostní výpočet podle ČSN . . . . .	114
6.6.3	Kuželová soukolí se šikmými, šipovými a zakřivenými zuby . . . . .	114
6.7	Ozubená kola a převodovky . . . . .	116
6.7.1	Konstrukce ozubených kol . . . . .	116
6.7.2	Průmyslové převodovky . . . . .	116
6.8	Šroubová soukolí . . . . .	123
6.8.1	Převodový poměr a účinnost válcového šroubového soukolí . . . . .	123
6.8.2	Výpočet hlavních rozměrů pravoúhlého šroubového soukolí . . . . .	126
6.9	Šneková soukolí . . . . .	126
6.9.1	Druhy šneků . . . . .	127
6.9.2	Výpočet rozměrů šnekového soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením . . . . .	127
6.9.3	Sílové a převodové poměry . . . . .	130
6.9.4	Materiály šnekových soukolí . . . . .	134
6.9.5	Pevnostní výpočet šnekových soukolí podle ČSN . . . . .	135

	6.9.6 Konstrukce šneků, šnekových kol a šnekových převodovek . . . . .	139
6.10	Zkoušení a údržba ozubených kol. . . . .	142
	6.10.1 Poškození zubů a jak mu zabránit. . . . .	142
	Loz zubů silovým namáháním. . . . .	142
	Porušení boků zubů opotřebením. . . . .	143
	Zadírání a otěr zubů . . . . .	143
	6.10.2 Nové způsoby zvyšování únosnosti ozubených kol. . . . .	143
	6.10.3 Hlučnost ozubených kol a její snižování . . . . .	144
	6.10.4 Maziva a mazání ozubených převodů . . . . .	145
	6.10.5 Opravy ozubených kol . . . . .	145
	6.10.6 Montáž, demontáž a obsluha ozubených převodů. . . . .	148
	6.10.7 Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí . . . . .	150
7	PLANETOVÉ OZUBENÉ PŘEVODY . . . . .	151
7.1	Otáčky a převodová čísla planetových převodů s čelními koly . . . . .	152
7.2	Síly a momenty u planetového převodu se třemi základními členy . . . . .	154
7.3	Převodové a silové poměry u planetových převodů s kuželovými koly. . . . .	156
	DOPORUČENÁ LITERATURA A NORMY . . . . .	157
	POUŽITÁ LITERATURA . . . . .	159
	SLOVNÍK ODBORNÝCH VÝRAZŮ . . . . .	160
	ČESKO-RUSKÝ-ANGLICKÝ-NĚMECKÝ SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ. . . . .	162
	REJSTŘÍK . . . . .	170

# SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK

Značka	Veličina	Jednotka
$A$	vzdálenost os	mm; m
$B$	šířka	mm; m
$D$	průměr (obecně), průměr roztečné kružnice	mm; m
$E_0$	modul pružnosti v ohybu	MPa
$F$	síla (obecně), obvodová síla	N
$F_1, F_2$	síla podle pořadí	N
$F_a$	osová (axiální) síla	N
$F_n$	normálová síla	N
$F_o$	obvodová síla	N
$F_r$	radiální síla	N
	jednotková obvodová síla	N . mm <sup>-1</sup>
$F_t$	tečná síla	N
	jmenovitá obvodová síla	N
$F_0$	pracovní předpětí řemenu	N
$F_v$	výsledná síla	N
$F_c$	odstředivá síla	N
$F_D$	únosnost (dovolené zatížení)	N
$F_{Ft}$	směrodatná obvodová síla namáhající patu zubu na ohyb	N . mm <sup>-1</sup>
$F_{Ht}$	směrodatná obvodová síla namáhající bok zubu na dotkový tlak	N . mm <sup>-1</sup>
$F_s$	vnitřní síla v pásu	N
$F_T$	třecí síla	N
$G$	tíhová síla	N
$K$	součinitele	1
$L$	délka	mm; m
	stoupání šroubovice	mm; m
$M$	moment síly (obecně)	N . mm; N . m
	jmenovitý rozměr (míra) přes zuby	mm; m
$M_t$	kroučicí(točivý)moment	N . mm; N . m
$M_o$	ohybový moment	N . mm; N . m
$P$	výkon	kW; W
$P_j$	diagramový výkon	kW; W
$P_D$	dovolený výkon	kW; W



$P$	jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem	kW; W
$R$	poloměr (obecně), poloměr roztečné kružnice	mm; m
$R_s$	střední poloměr	mm; m
$S$	plošný obsah, průřez	mm <sup>2</sup> ; m <sup>2</sup>
$W_0$	průřezový modul v ohybu	mm <sup>3</sup> ; m <sup>3</sup>
$X$	počet článků řetězu	1
$X, Y, Z$	součinitele	1
$a$	délka, vzdálenost os	mm; m
$a_v$	valivá vzdálenost os	mm; m
$b$	šířka	mm; m
$c$	součinitelé	1
$c_s$	hlavová vůle	mm; m
$c_a$	boční vůle	mm; m
$d$	průměr	mm; m
$f$	součinitel tření	1
$h$	výška (obecně), výška zubu	mm; m
$i$	převodové číslo	1
	počet ramen	1
$k$	míra bezpečnosti	1
	jednotkové posunutí kol	1
$k_M$	součinitel materiálu	MPa
$l$	délka	mm; m
$m$	hmotnost	kg
$m$	modul	mm; m
$m'$	hmotnost 1 m řetězu	kg · m <sup>-1</sup>
$n$	otáčky	s <sup>-1</sup> ; min <sup>-1</sup>
$p$	tlak	MPa
$p_D$	dovolený tlak	MPa
$r$	poloměr	mm
	regulační rozsah otáček	1
	rychlostní součinitel	1
$s$	tloušťka zubu	mm; m
$s_u$	šířka zubní mezery	mm; m
$t$	rozteč	mm; m
$v$	rychlost	m · s <sup>-1</sup>
$v_k$	kluzná rychlost	m · s <sup>-1</sup>
$x$	jednotkové posunutí profilu	1
$y$	jednotkové posunutí os kol	1
$z$	počet zubů	1
$z_t$	teoretický mezní počet zubů	1
$z_p$	praktický mezní počet zubů	1
$z_n$	počet zubů porovnávacího kola	1
$\Sigma$	úhel os	°; rad

$\alpha$	úhel záběru	$^{\circ}$ ; rad
$\beta$	úhel opásání	$^{\circ}$ ; rad
	úhel sklonu zubu	$^{\circ}$ ; rad
$\gamma$	úhel stoupání šroubovice	$^{\circ}$ ; rad
$\delta$	úhel roztečného kužele	$^{\circ}$ ; rad
$\varepsilon$	součinitel záběru	1
$\eta$	účinnost	1
$\vartheta$	úhel zubu	$^{\circ}$ ; rad
$\kappa$	součinitel	1
$\lambda$	činitel	1
$\mu$	součinitel	1
$\nu$	kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
$\pi$	Ludolfovo číslo	1
$\varrho$	poloměr křivosti	mm; m
	měrná hmotnost (hustota)	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
	součinitel	1
$\sigma$	normálové napětí	MPa
$\sigma_t$	normálové napětí v tahu	MPa
$\sigma_o$	normálové napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{p1}$	mez pevnosti v tahu	MPa
$\sigma_K$	mez kluzu	MPa
$\sigma_D$	dovolené napětí	MPa
$\sigma_C$	napětí od odstředivé síly	MPa
$\sigma_F$	srovnávací ohybové napětí v patě zubu	MPa
$\sigma_H$	srovnávací dotykový (Hertzův) tlak v boku zubu	MPa
$\sigma_{FC}$	mez cyklické pevnosti v ohybu	MPa
$\sigma_{HC}$	mez cyklické pevnosti v dotyku	MPa
$\sigma_{FD}$	mez cyklické pevnosti paty zubu v ohybu	MPa
$\sigma_{HD}$	mez cyklické pevnosti boku zubu v ohybu	MPa
$\tau$	tečné napětí	MPa
$\tau_{Dk}$	dovolené napětí v krutu	MPa
$\varphi$	třecí úhel	$^{\circ}$ ; rad
	součinitel	1
$\psi$	skluz	1
$\psi_m, \psi_D$	součinitel	1
$\omega$	úhlová rychlost	$\text{s}^{-1}$

Často se vyskytující indexy u rozměrů ozubení ( $D, R, h, \delta, \vartheta$ )

- a – hlavový
- b – základní
- d – základního kola
- f – patní

$n$  — porovnávacího kola

$v$  — valivý

Indexy označující veličiny ozubení v různých rovinách ( $m, t, \alpha$ )

$n$  — normálový

$t$  — tečný

$x$  — osový

Ostatní značky a zejména indexy jsou vysvětleny v textu.



## PŘEDMLUVA

Učebnice navazuje na učebnici Stavba a provoz strojů – Části strojů a je napsána ve stejném pojetí. Obsahově pojednává o mechanických převodech, které se stále vyskytují ve strojích a zařízeních, aby upravily a přenesly energii z motoru na hnaný stroj nebo nástroj a tak usnadňovaly lidskou práci. Uplatňují se i při mechanizaci a automatizaci výrobních procesů.

Učebnice je zpracována podle nejnovějších ČSN a důsledně v zákonných jednotkách SI. Na učivo, které je obsaženo v pomocných knížkách Bartoš a kol.: Strojnické tabulky (dále jen ST) a Kříž a kol.: Strojnické tabulky – 1. část pro 2. až 4. roč. SPŠS (dále jen ST1) a není uvedeno v učebnici, jsou odvolávky. Učitelé i žáci s nimi musí neustále pracovat, protože jsou nutnými doplňky této učebnice.

Autoři děkují za připomínky a podnětné návrhy, kterých se jim dostalo od obou recenzentů, Ing. F. Broulíka a prof. Ing. A. Němce. Poděkování patří i pracovníkům n. p. Přerovské strojírny, kteří byli nápomocni radou při výpočtech ozubených kol podle návrhu nové ČSN a provedli příklad výpočtu na počítači.

Protože se jedná o první vydání této učebnice, autoři velmi rádi uvítají veškeré připomínky, které povedou k jejímu zdokonalení a doplnění.

V červenci 1978

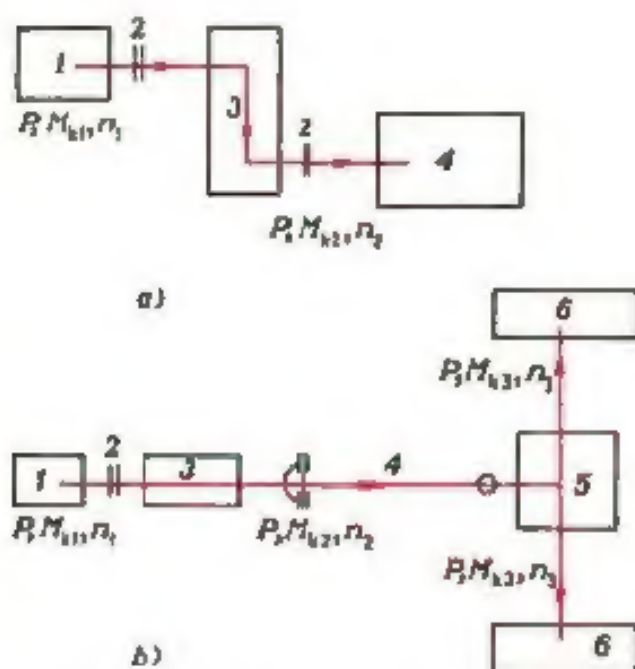
*Autoři*

# 1 MECHANICKÉ PŘEVODY TOČIVÉHO POHYBU

Jednotlivé součásti se vzájemně skládají v účelné funkční celky (např. spojky, převodovky apod.). Při přenosu točivého pohybu hřídele hnacího na hnaný se používají důležité funkční celky – mechanické převody. (Hydraulické převody budou probrány v hydraulických mechanismech.)

## 1.1 Účel a druhy převodů

Točivý pohyb se přenáší tak, že se mění *otáčky*, a tím i *kroutilé momenty*, přenášený výkon zůstává teoreticky stejný (obr. 1).



Obr. 1. Bloková schémata některých převodů

a) schéma převodu od motoru na pracovní stroj

1 – motor, 2 – spojka, 3 – převod,

4 – pracovní stroj

b) schéma převodového ústrojí automobilu

1 – motor, 2 – spojka, 3 – převodovka,

4 – kloubový hřídel, 5 – rozvodovka,

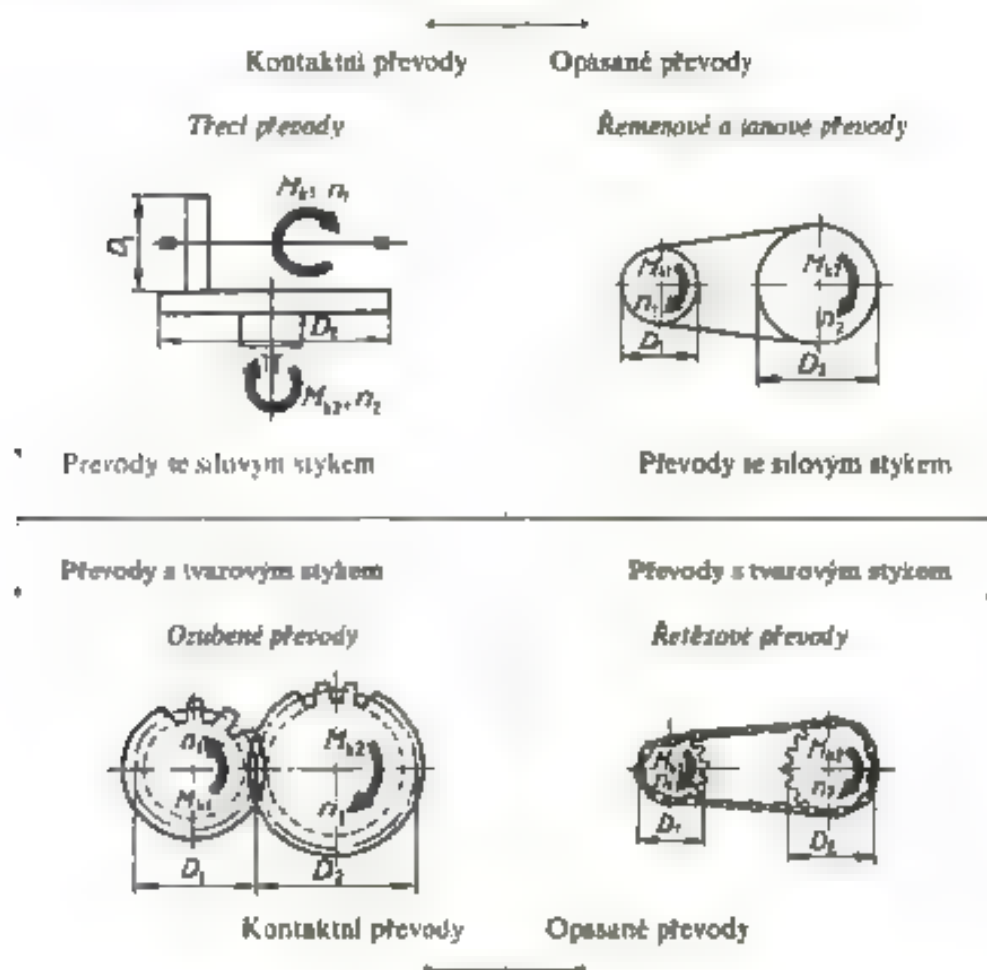
6 – hnaná kola; převod je v převodovce

a rozvodovce

U mechanických převodů točivého pohybu se pro přenos kroutilého momentu z hřídele na hřídel používá kol, která jsou vzájemně spojena buď nepřímou *opásáním*, nebo přímo *kontaktním stykem*. Spojení v obou případech může být *silové* nebo *trárové* (tab. 1).

Převody s tvarovým stykem jsou přesné, otáčky u nich nemohou kolísat. U převodů se silovým stykem se mohou otáčky hnaného hřídele vlivem prokluzu mírně měnit (kolísat), i když se otáčky hnacího hřídele nemění.

Tab. I. Rozdělení mechanických převodů



## 1.2 Převodové číslo

Charakteristickým pojmem převodů je převodové číslo otáček, průměrů, kroutících momentů (index 1 nebo lichý pro hnací hřídele, index 2 nebo sudý pro hnané hřídele) (tab. I):

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1},$$

kde  $n_1$  jsou otáčky hnacího hřídele ( $s^{-1}$ ),

$n_2$  — otáčky hnaného hřídele ( $s^{-1}$ ),

$D_1$  — průměr hnacího kola (m) nebo (mm),

$D_2$  — průměr hnaného kola (m) nebo (mm).

U převodů přenášejících obvodovou sílu tvarovým stykem (ozubené a řetězové převody) můžeme vyjádřit převodové číslo též pomocí počtu zubů hnacího a hnaného kola

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1},$$



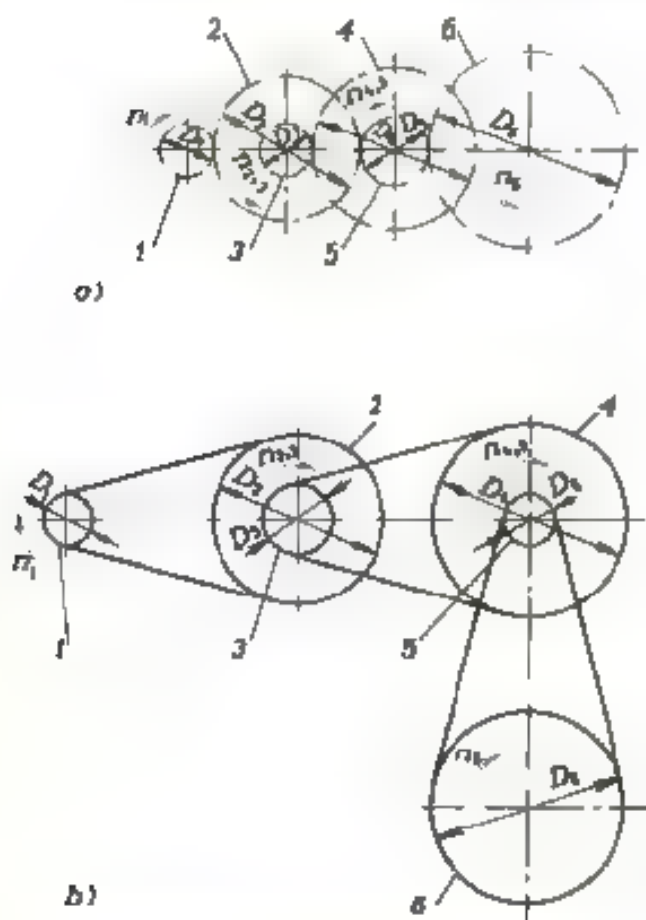
U převodů, které přenašejí obvodovou sílu třením (převod řemenový, lanový a třecí), je skutečná obvodová rychlost hnaného kola  $v_2 < v$  následkem skluzu. Otáčky hnaného hřídele pak jsou:

$$n'_2 = \psi \cdot n_2,$$

kde součinitel  $\psi$  bývá 0,95 až 0,99 podle druhu převodu. Skutečné převodové číslo

$$i'_{1,2} = \frac{n_1}{n'_2} = \frac{D_2}{D_1 \psi} = \frac{i_{1,2}}{\psi},$$

kde  $i_{1,2} = D_2/D_1$  je konstrukční převodové číslo.



Obr. 2. Složený převod

a) převod ozubenými koly, b) převod řemenový

Je-li mezi hnacím a hnaným hřídelem veliký převodový poměr, použije se místo *jednoduchého převodu převod složený* (obr. 2), jehož převodové číslo se vypočítá.

$$i_{1,6} = \frac{n_1}{n_6} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5},$$

obecně

$$i_{1,n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_n}{D_{n-1}}$$

$$M_{k1} \cdot r_1 = F \cdot \frac{D}{2}$$

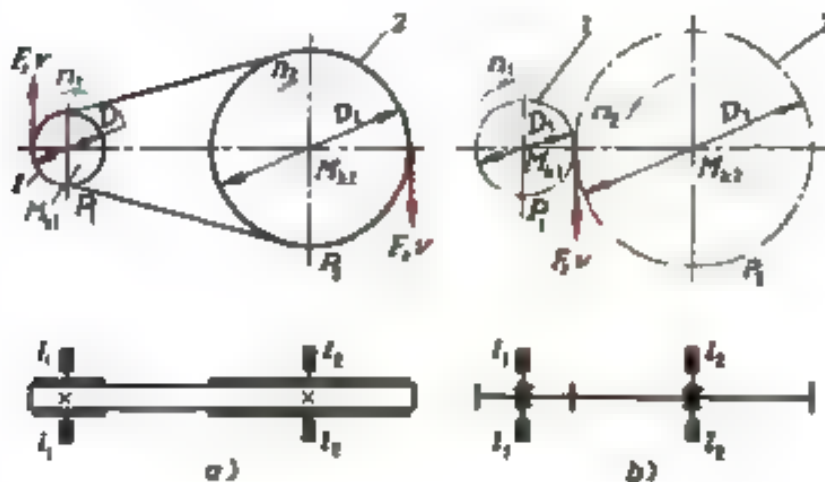
### 1.3 Silové poměry v převodech

Nemá-li dojít k poruše převodu, musí být *obvodová síla* a *obvodová rychlost* na obou kotoučích (hacím i hnaném) stejná. U převodů se silovým stykem se měří na obvodu kotoučů (u klinových řemenic na výpočtovém průměru), u převodů s tvarovým stykem na roztečné kružnici (obr. 3)

$$\left[ F = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{2M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} \right]$$

kde  $M_{k1}$  je krouticí moment na hnacím hřídeľi,  
 $M_{k2}$  — krouticí moment na hnaném hřídeľi,

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2.$$



Obr. 3 Jednoduchý převod  
a) řemenový,  
b) ozubenými koly

### 1.4 Ztráty a účinnost

Ztráty převodů se ve výpočtech vyjadřují obvykle účinností, kterou lze rozdělit na tři složky:

- ztráty třením v ložiskách hnacího hřídele — účinnost  $\eta_{11}$  (obr. 3),
- ztráty třením v ložiskách hnaného hřídele — účinnost  $\eta_{12}$ ,
- ztráty ve vlastním převodu — účinnost  $\eta_p$ .

Účinnost jednoduchého převodu:  $\eta_{1,2} = \eta_{11} \cdot \eta_p \cdot \eta_{12}$ ,

účinnost složeného převodu:  $\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{2,3} \cdot \dots \cdot \eta_{(n-1),n}$ .

Ztráty ve vlastním převodu jsou u silového přenosu *skluz* u tvarového přenosu *tření* mezi tvarovými elementy převodu.

Přenášený výkon se teoreticky nemění. Ve skutečnosti se zmenší o ztráty převodu (obr. 3)

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2}$$

Na přemáhání ztrát se spotřebuje část přenášené mechanické energie, takže skutečný krouticí moment hnaného hřídele bude  $M'_{k2} = M_{k2} \cdot \eta_{1,2}$ . Má-li být na

hnaném hřídeli krouticí moment  $M_{k2}$ , musí být na hnacím hřídeli krouticí moment

$$M'_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_{1,2} \cdot i_{1,2}}.$$

## 1.5 Porovnání převodů z hlediska rozměrnosti, hmotnosti a pořizovacích nákladů (tab. 2, 3)

### OTÁZKY A ÚLOHY

- Rozhodněte, jaký druh převodu bude vhodný pro přenos
  - malého výkonu na malou vzdálenost (např. u přístrojů),
  - velkého výkonu na malou vzdálenost,
  - menšího výkonu na střední vzdálenost,
  - středního výkonu na střední vzdálenost při zajištění rovnoměrnosti hnaných otáček,
  - středního výkonu na velkou vzdálenost.
- Při výpočtech převodů se vyskytují veličiny označené symboly  $P, M_k, F, v, D, z, n$ . Jaké jsou jejich názvy, které z nich se převodem mění a které zůstávají beze změny za předpokladu bezztrátového provozu?
- Vypočítejte průměr hnacího řemenice  $D_1$  na hřídeli spalovacího motoru s počtem otáček  $n_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ . Motor pohání elektrický generátor, jehož řemenice má průměr  $D_2 = 315 \text{ mm}$  a počet otáček  $n_2 = 25 \text{ s}^{-1}$ . Uvažujte skluz řemenu 1,5 %. (Rozměry zaokrouhlete podle normalizované řady čísel R 20). [800 mm]
- Výkon  $P = 7,5 \text{ kW}$  při otáčkách  $n_1 = 12 \text{ s}^{-1}$  se přenáší z hnacího řemenového kotouče o průměru  $D_1 = 125 \text{ mm}$  převodovým číslem  $i = 4,5$ ,  $\psi = 0,9$ . Vypočítejte  $n_2, D_2, M_{k1}, M_{k2}, F$  a  $v$ . [2,67  $\text{s}^{-1}$ , 560 mm, 99,5 N·m, 403 N·m, 769 N, 4,7 m·s<sup>-1</sup>]



Tab. 2 Provozní hodnoty pro různé druhy převodů podle běžných provedení (podle Niemann)

Druh převodu	Pro 1 převodový stupeň		Výkon $P$ (kW) do	Otáčky $n_1$ (s <sup>-1</sup> ) do	Obvodová rychlost $v$ (m s <sup>-1</sup> ) do	Obvodová síla na hnaném kole $F_z$ (kN) do	Kroužící moment na hnaném kole $M_{k1}$ (kN m) do
	převodové číslo $i_{1,2}$ běžný do	účinnost $\eta$ (%) do					
Převod řetězovým ozubeným soukolím	8	{20}	18 500	1 800	200	—	—
Převod čelním ozubeným planetovým soukolím	8	{13}	7 500	700	—	—	—
Převod hříčkovým soukolím	60	{100}	7 500	500	70	500	250
Řetězový převod	6	{10}	3 500	90	17 <sup>2)</sup>	280	—
Převod plochým řemenem	5	{10} <sup>1)</sup>	1 500	300	90	50	175
Převod klínovým řemenem	8	{15}	1 200	—	26	—	22
Třecí převod	6	{10}	150	—	20	—	—

1) Pro řemenový převod se samonapínáním řemene 1 více

2) Pro zubové řetězové soukolí až 40 m s<sup>-1</sup>.

Tab. 3 Porovnání stacionárních převodů pro přenos trvalého výkonu 75 kW a otáček  $n_1 = 17 \text{ s}^{-1}$  a převodové čísto  $i = 4$  podle Niemannů

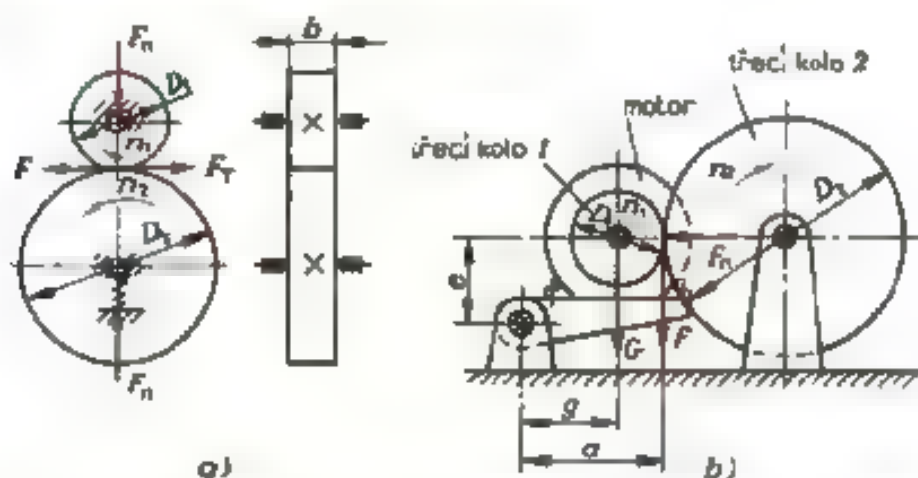
Převod	Materiál a další údaje	Vzdálenost os $a$ (mm)	Kola – řemenice		Obvodová rychlost $v$ (m.s <sup>-1</sup> )	Účinnost $\eta_{\text{pr}}$ (%)	Hmotnost $m$ (kg)	Cena $k$ (%)
			průměry $D_1, D_2$ (mm)	šířka $b$ (mm)				
Čelním soukolím	ocel 11 700, 11 600, šikmé ozubení	280	12 448	160	5,85	98	600	100
Sněkovým soukolím	kamená ocel/fosforový bronz	200	80, 300		4,2	97,5	300	800
Řetězový	ocel, zubový řetěz $t = 1''$	830	38 555	160	7,0	98	500	86
Plochým řemenem	kožený řemen, průřez $5 \times 320 \text{ mm}$	5 000	450, 1 800	150	23,6	97	500	63
Klínovým řemenem	4 řemeny $25 \times 16 \text{ mm}$	1 800	450, 1 800	130	23,6	97	500	63
Třecí	nábížení z plastu, $f = 0,15$	1 175	450, 1 800	60	33,6	97	400	50

Uvedené hodnoty \* ceny platí pro úplně převody včetně hřídelu a uložení, u ozubených převodů, včetně převodovky s pružných spojek na vstupním a výstupním hřídeli. Uvedené účinnosti platí pro nejlepší provedení

## 2 KONTAKTNÍ PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM — TŘECÍ PŘEVODY

U třecích převodů se přenáší obvodová síla mezi vzájemně přitlačovanými koly nebo kotouči třením (obr. 4). Třecí převody mohou být uspořádány jako převody se stálým převodovým číslem anebo s plynule měnným převodovým číslem (viz kap. 5).

Třecí převody se používají k přenášení menších výkonů, např. pro pohon třecích šroubových lisů a různých přístrojů (např. magnetofonů).



Obr. 4. Třecí převod válcovými koly a) přitlačná síla  $F_n$  vyvolaná tlakem pružiny na hradci hřídel a kolm, b) přitlačná síla  $F_n$  vyvolaná samočinně tíhou hnacího ústrojí včetně motoru

**Výhody třecích převodů:**

- pro jejich výrobu není třeba speciálních strojů,
- klidný a téměř nehluký chod v důsledku třecího obložení,
- pro přenos kroutícího momentu není třeba tažných členů, jako řetězů nebo řemenů,
- malá vzdálenost os – úspora místa,
- vyměnitelnost třecího obložení zajišťuje velkou trvanlivost,
- opotřebení obložení lze eliminovat pružným nebo nastavitelným uložením ložiska,
- přitlačením a uvolněním kotoučů může převod splňovat zároveň i funkci spojky,
- je možno měnit otáčky za chodu stroje a při plném zatížení,
- případné rázy v pohonu se vyrovnávají prokluzem třecích kol, tím jsou součásti chráněny před přetížením.



**Nevýhody.**

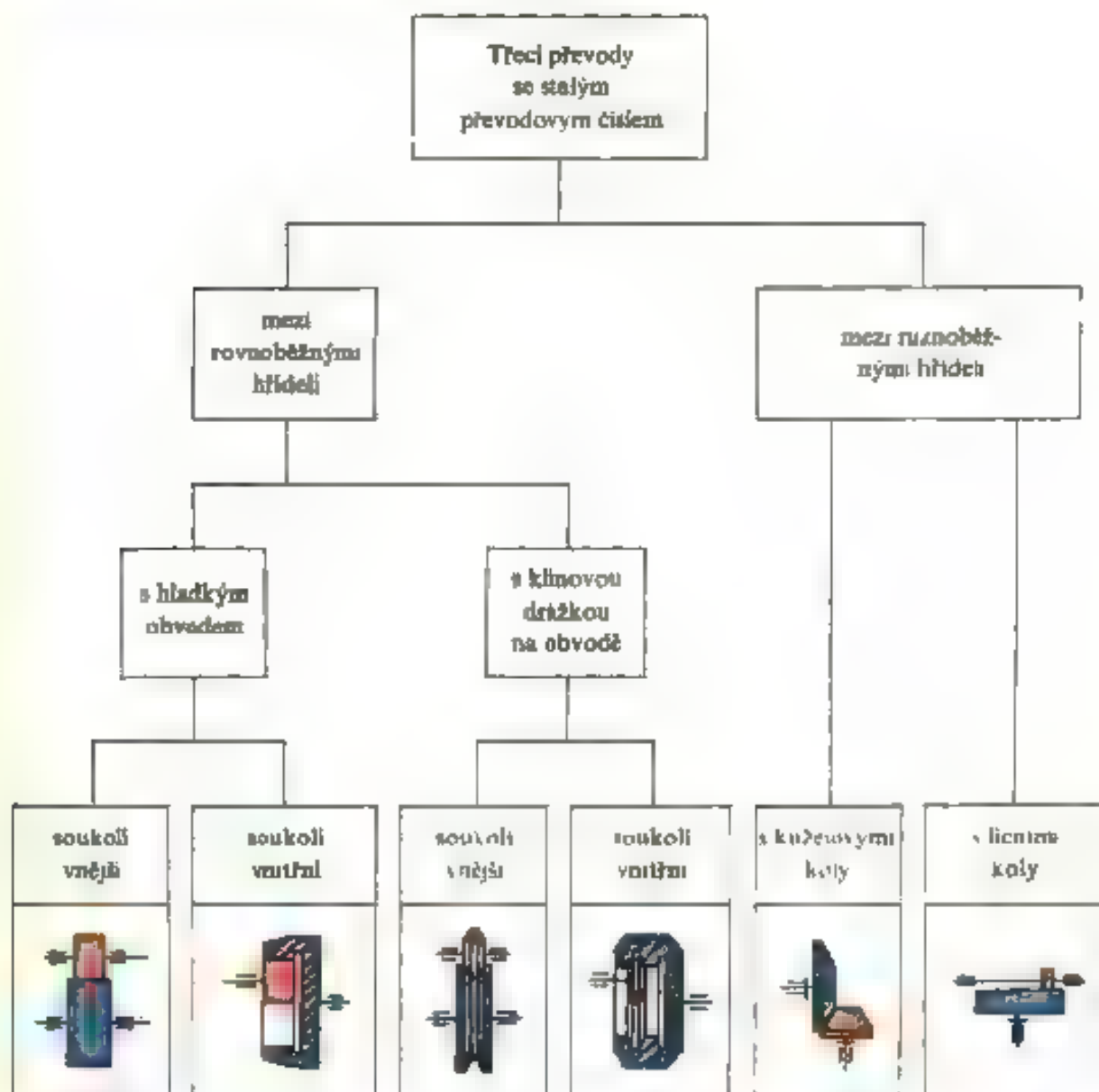
značný tlak na hřídele a ložiska vyvolaný přitlačnou silou,  
nestálost převodového poměru (kolísání otáček) i při pečlivé výrobě a montáži  
součástí převodu.

Rozdělení třecích převodů se stálým převodovým číslem je v tab. 4.

## 2.1 Součásti třecích převodů

Třecí převody se skládají ze dvou kotoučů (hnačího a hnaného) na hřídelích a z přitlačného zařízení. Kotouče mohou být čelní (válnové), lání, kuželové, pro přenos větších krouticích momentů jsou na obvodě opatřeny klínovým drážkami (tab. 4). Přitlačnou sílu vyvozuje pružina nebo závaží.

Tab. 4. Rozdělení třecích převodů



### 2.1.1 Materiály třecích kol

Přenášený výkon závisí na materiálu dvojice kol (hnacího a hnáného)

1. *Kalená ocel–kalená ocel* umožňuje i přes malý součinitel tření ( $f = 0,04$  až  $0,08$ , mazáno olejem) přenášet větší výkon při menších ztrátách a větší trvanlivosti, protože dovoluje velké přítláčivé síly. Vysoké tlaky v ložiskách lze snížit rozdělením na více třecích ploch.

2. *Přítlač–ocel* nebo *litina* vystačí v důsledku vysokého součinitele tření ( $f = 0,8$  za sucha) s malými přítláčivými silami, kromě toho má velmi tichý chod. Naproti tomu může přenést za stejných podmínek pouze asi 10 % výkonu převodu dvojice ad 1.

3. *Ostatní materiály dvojice kol* mají únosnost mezi dvojicemi ad 1 a ad 2, např. velmi často používaná dvojice *fibr–ocel* nebo *litina* přenesou asi 22 % výkonu dvojice ad 1.

Dvojice materiálů ad 2 a 3 dávají přes větší rozměry vesměs levnější provedení než ad 1 a jsou nehluché. Trvanlivost je sice nižší, ale třecí obložení je možno vyměňovat.

### 2.1.2 Konstrukce kol

Přenašený výkon je omezen:

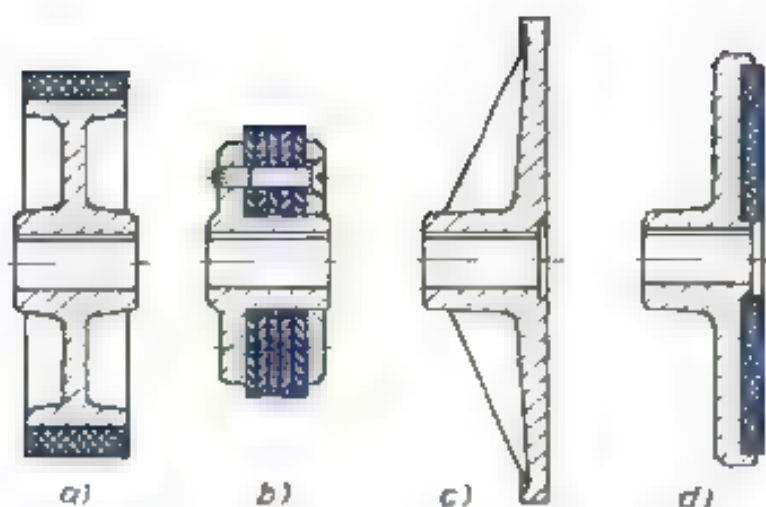
1. prokluzem (součinitel tření  $f$  – tab. 5 a bezpečnost proti prokluzu  $k$ ),
2. otláčením (dovolený tlak v třecích plochách na 1 mm šířky kola  $p_D$ , tab. 5),
3. opotřebením (trvanlivost),
4. ohřátím a zadřením (třecí výkon  $P_T$  a odvod tepla).

Tab. 5 Součinitelé tření a dovolené přítláčivé tlaky u dvojic třecích kol

Materiál kol nebo obložení	Stav třecích ploch	Součinitel tření $f$	Dovolený přítláčivý tlak měkkého materiálu na 1 mm šířky kotouče $p_D$ ( $N \cdot mm^{-1}$ )
kalená ocel, kalená ocel	mazané	0,04 až 0,08	120 až 150
litina, litina	mazané	0,10	120 až 140
litina, litina	suché	0,15	120 až 140
litina nebo ocel/kůže	suché	0,15 až 0,30	10 až 20
litina nebo ocel/fibr	suché	0,40	30 až 40
litina nebo ocel/asbest	suché	0,30 až 0,50	40 až 50
litina nebo ocel, pryž	suché	0,80	10 až 15

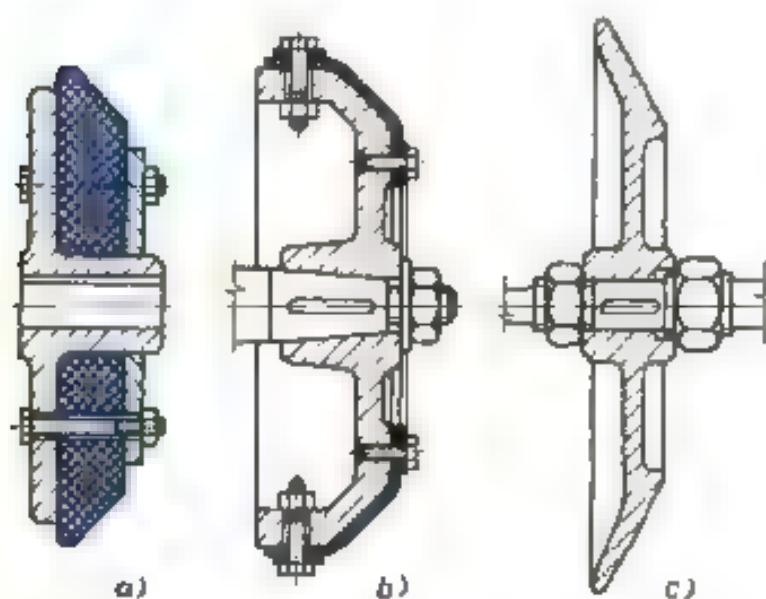
Konstrukční provedení je na obr. 5, 6.

U kol z měkkých materiálů se vyvíjí značné množství tepla, které se musí odvádět, aby se obložení nepoškodilo. Pro lepší odvod tepla se proto dělají třecí plochy dělené (obr. 7).



Obr. 5. Konstrakční provedení třecích kol šemích u šemích

a) čelní kolo s pryžovým obložením. b) čelní kolo s obložením z vrstvené kůže. c) čelní kolo ze šedé litiny. d) čelní kolo s pryžovým obložením



Obr. 6. Konstrakční provedení kuželových třecích kol  
a) kolo s xylontovou vložkou,  
b) kolo s koženým obložením.  
c) kolo ze šedé litiny



Obr. 7. Třecí kolo s děleným třecím obložením



## 2.2 Výpočet třecích převodů

### 2.2.1 Obvodová a přitlačná síla

Třecí převod hladkými válcovými koly (obr. 4a):  
obvodová síla

$$F = \frac{P}{v},$$

třecí síla

$$F_T = F_n \cdot f > F$$

Obyčejně bývá

$$F_T = k \cdot F,$$

kde  $k$  je součinitel bezpečnosti proti skluzu ( $k \geq 1,2$ ),  
 $f$  – součinitel tření (tab. 5).

Přítlačná síla

$$F_n = \frac{F_T}{f} = \frac{k \cdot F}{f}.$$

Přítlačná síla u samočinného přitlačování (obr. 4b).

$$F_n = \frac{F \cdot a + G \cdot g}{e}.$$

### 2.2.2 Převodové číslo, skluz, účinnost (kap. 1.2)

Převodové číslo

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{\psi \cdot D_1},$$

skluzový čísel  $\psi = 0,95$  až  $0,98$ .

Mechanická účinnost třecího převodu

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = 0,75 \text{ až } 0,98.$$

### 2.2.3 Pevnostní výpočet kol

Kontroluje se šířka stykové plochy třecích kol (obr. 4a)

$$b = \frac{F_n}{p_D}$$

### Příklad výpočtu

Navrhněte třecí převod hladkými čelními koly pro pohon otočných vrat. Přitlačná síla je vytvořena pružinou, aby převod sloužil i jako přetěžovací spojka. Dáno  $P = 0,36 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 1420 \text{ min}^{-1} = 23,7 \text{ s}^{-1}$ ,  $D_1 = 50 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 250 \text{ mm}$ ,  $k = 1,5$ ,  $\psi = 0,96$ .

1. Provedení kol: fibr-ocel.

Z tab. 5:  $f = 0,4$ ,  $p_D = 30 \text{ až } 40 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

$$F = \frac{P}{v} = \frac{P}{\pi \cdot D_1 \cdot n_1} = \frac{360 \text{ W}}{\pi \cdot 0,05 \text{ m} \cdot 23,7 \text{ s}^{-1}} = 96,7 \text{ N}$$

$$F_n = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{1,5 \cdot 96,7 \text{ N}}{0,4} = 362,6 \text{ N}$$

$$i = \frac{D_2}{\psi \cdot D_1} = \frac{250 \text{ mm}}{0,96 \cdot 50 \text{ mm}} = 5,21$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1420 \text{ min}^{-1}}{5,21} = 272,55 \text{ min}^{-1}$$

$$b_{\min} = \frac{F_n}{p_D} = \frac{362,6 \text{ N}}{30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}} = 12,1 \text{ mm, volíme z konstrukce } 25 \text{ mm.}$$

2. Provedení kol: pryž-ocel.

Z tab. 5:  $f = 0,8$ ,  $p_D = 10 \text{ až } 15 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

$F$  stejná jako ad 1. Pro stejné rozměry

$$F_n = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{1,5 \cdot 96,7 \text{ N}}{0,8} = 181,3 \text{ N,}$$

$$p = \frac{F_n}{b} = \frac{181,3 \text{ N}}{25 \text{ mm}} = 7,25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < p_D, \text{ vyhovuje.}$$

**Rozbor:** Provedení dvojice materiálů pryž na ocel poskytuje klidnější chod, menší přitlačnou sílu a menší opotřebení. Protože je požadavek, aby převod současně pracoval jako přetěžovací spojka, je vhodnější udělat pryžové hnací kolo (velké kolo z třecího materiálu by se při prokluzování vydíralo v jednom místě). V ostatních případech je účelnější dělat velké kolo měkké (klidnější chod a trvanlivost).

## 2.3 Montáž, provoz a údržba

Při montáži se mohou vyskytnout tyto chyby: kývání kola na čepu, radiální házení kotouče a boční házení kola při otáčení hřídele. Na výkresu je třeba předepisovat dovolenou radiální házivost v rozpětí (0,000 2 až 0,000 5)  $D$  a boční házivost v rozpětí (0,000 5 až 0,001)  $D$ , kde  $D$  je vnější průměr třecího kola.

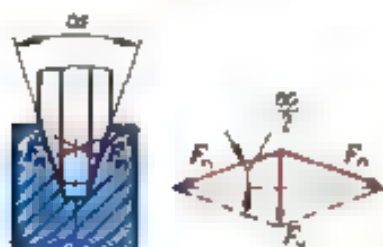
Nejsou-li hřídele přesně rovnoběžné, může dojít u válcových třecích kol k nadměrnému zahřívání vlivem prokluzu a tím i k předčasnému poškození obložení. Kromě toho vznikají axiální síly, na které nebyla ložiska dimenzována, a dochází k jejich rychlejšímu opotřebení.

U nemazaných převodů je nutno udržovat třecí plochy suché. Proto musí být převody s třecími koly ve skříních dobře utěsněny, aby do nich nevnikla voda, olej nebo rozpuštěné mazací tuky.

Při montáži vyměnitelného obložení třecích kol se vložky, popř. obložení vloží do vybrání v kolech, kde se přišroubuje nebo připejí. Obložení z pryže se navul kanizuje.

## OTÁZKY A ÚKOLY

1. Pro přenos větších kroutcích momentů se použije třecích kol s klínovými drážkami. Vypočítejte, kolikrát větší kroutcí moment je možno přenést třecími koly čelním (obr. 8) i jedním třecím, pěti drážkami, ve srovnání s hladkým kolem za stejných podmínek (stejná přitažná síla kotoučů atd.). Je-li úhel klínové drážky  $\alpha = 30^\circ$  (bývá 28 až  $32^\circ$ ). [3,86 × bez ohledu na počet drážek]

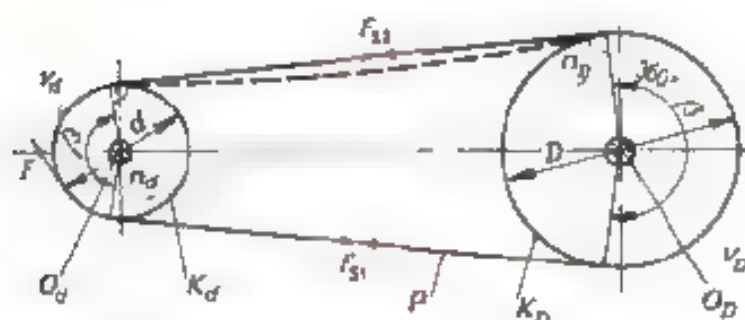


Obr. 8. Síly působící na třecí kola s klínovými drážkami

2. Pro příklad vypočítaný v kap. 2<sup>a</sup> 3 určete kroutcí momenty na hnacím i hnaném kole, obvodovou rychlost a účinnost převodu, jsou-li účinnosti ložisek  $\eta_1 = \eta_2 = 0,9$  [2,42 N · m, 12,1 N · m, 3,72 m · s<sup>-1</sup>, 0,78].
3. Jaký výkon lze přenést pryžovým čelním třecím kolem o rozměrech  $D_1 = 125$  mm,  $b = 25$  mm při  $n_1 = 1500$  min<sup>-1</sup> = 25 s<sup>-1</sup>,  $p_D = 10$  N · mm<sup>-1</sup>,  $k = 1,5$ ? [1,3 kW]

### 3 OPÁSANÉ PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM — ŘEMENOVÉ A LANOVÉ PŘEVODY

Krouticí moment se přenáší pásem z hnacího hřídele na hnáný, který je opasán kolem řemenice, *či* nebo lanových kotoučů (řemenic nebo lanových kladek), naklonovaných na hřídelích (obr. 9). Při otáčení hnacího hřídele vzniká na ploše styku věnce hnacího kotouče a pásu tření (sílový styk) a pohyb se pásem přenáší na hnány kotouč



Obr. 9 Opásaný převod

$K_d$  – hnací kotouč,  $K_D$  – hnáný kotouč,  $O_d$  – hnací hřídel,  $O_D$  – hnáný hřídel,  $P$  – opasání (tloušťka pásu),  $\beta_1$  ( $360^\circ - \beta_1$ ) – úhly opasání kotoučů

Pro opasání (tažných členů) se používají řemeny a lana v přesné mechanice kromě toho i šňůry, polyamidová vlákna a struny.

Opásané převody se silovým stykem se používají pro méně přesné převody na velkou a střední vzdálenost hřídelů

Používají se nejen ve strojírenství, ale též v přesné mechanice, lékařské technice, vysokofrekvenční technice, elektrotechnice atd.

#### Výhody

- jednoduchá a levná výroba, snadná údržba,
- možnost současně pohánět několik hřídelů (obr. 10),
- tichý chod,
- zachycuj. a tlumí rázy pružností pásu,
- chrání pracovní stroje před přetížením.

#### Nevýhody

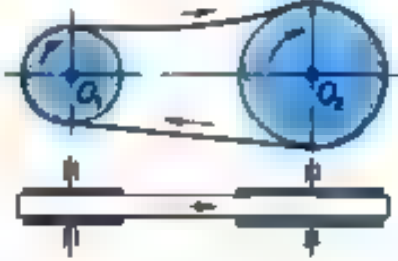
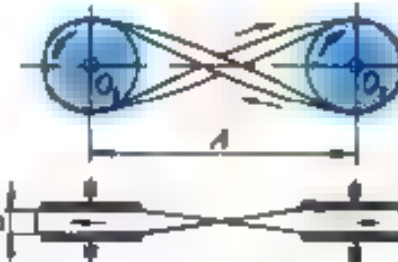
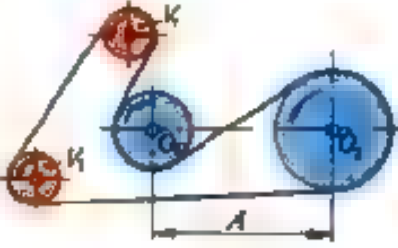
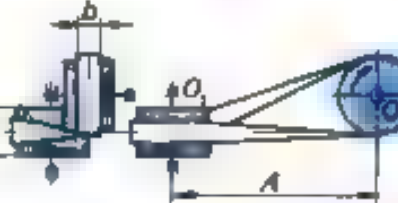
- větší tlaky na ložiska v důsledku potřebného předpětí pásu, nutný skluz pásu,
- tažné elementy z některých materiálů musí mít zařízení pro dodatečné napínání,
- protože se trvale prodlužují,

špatná odolnost vůči vysokým teplotám, vlhkosti, prachu, nečistotám a oleji.

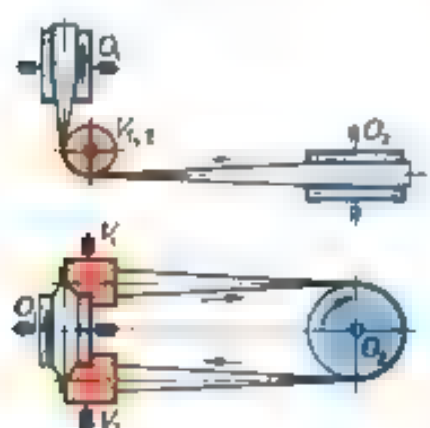
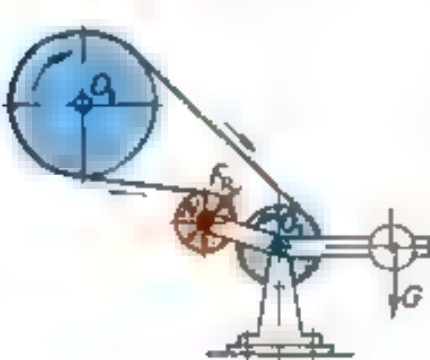
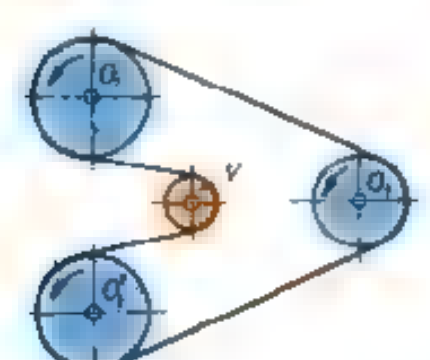
Druhy opásaných převodů jsou v tab. 6.

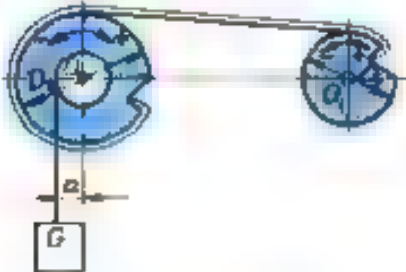
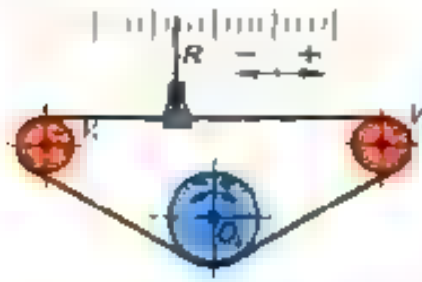


Tab. 6. Základní schémata opásaných převodů se silovým stykem

Schéma převodu	Princip a použití
<p><i>Otvřeně opášení</i></p> 	<p>Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení hřídelů shodný          Při větších vzdálenostech os hřídelů je nutné, aby horní část pásu byla ochablá a dolní napjatá. (Zdůvodněte proč)</p>
<p><i>Křížené opášení</i></p> 	<p>Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení hřídelů opačný          Větší úhel opášení. Protože se pás ve zkřížení po sobě tře, nehodí se pro velké rychlosti (<math>v \leq 15 \text{ m s}^{-1}</math>) a pro široké pásy. Vzdálenost os musí být větší (<math>A \geq 20b</math>, kde <math>b</math> – šířka pásu)</p>
<p><i>Otvřené opášení s vodicími kladkami pro změnu smyslu otáčení</i></p> 	<p>Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení opačný          Tam, kde není možno použít předchozí způsob – pro menší vzdálenosti os a větší rychlosti.  <math>V_1</math>, <math>V_2</math> – vodicí kladky</p>
<p><i>Polozkřížené opášení</i></p> 	<p>Mimoběžné hřídele. Pouze pro jeden smysl otáčení.          Pás musí nabíhat na oba kotouče v jejich středních rovinách, jinak by spadl. Kotouče musí být dostatečně široké (<math>B \geq 1,4b</math>).          Vzdálenost os bývá <math>A = 3</math> až <math>10 \text{ m}</math>, nejčastěji <math>5 \text{ m}</math></p>

*Pokračování*

Schéma převodu	Princip a použití
<p><i>Pokřížčené opášení s vodící kladkami</i></p> 	<p>Různoběžné nebo rovnoběžné hřídele, kde nelze použít vodorovné schéma, nebo pro pohon, kde je nutné změnit smysl otáčení (reverzovat).  <math>V_1, V_2</math> – vodící kladky</p>
<p><i>Očíslené opášení s napínací kladkou</i></p> 	<p>Různoběžné hřídele – při velkých převodových číslích (<math>i</math> až 20) a pro malé vzdálenosti os.          Napínací kladka <math>N</math> se montuje do ochablé části pásu může být i dole v blízkosti malého kotouče (Vysvětlíte proč)          Napínací kladka je k pásu přitlačována buď závažím, nebo pružinou</p>
<p><i>Osový pohon na více hřídelích</i></p> 	<p>Pro pohon dvou nebo více hnaných rovnoběžných hřídelů.  <math>V</math> – vodící kladka</p>

Schema převodu	Princip a použití
Opisné převody se silovým systémem v přesné mechanice	
<p data-bbox="327 421 718 452"><i>Ojsoviny posouvá k mččm pasem</i></p> 	<p data-bbox="853 421 1484 519">Pak nem nekonečny ale svym k nci je uchycen v k stou čich. Na hranem hřideli působí vratné závaží nebo pružina</p>
<p data-bbox="327 817 766 848"><i>Přeměna ločičého pohybu na přímčiču</i></p> 	<p data-bbox="853 817 1484 922">Ladění st drou nebo článu je možno přepřem převodem přeměnit otáčivý pohyb hřideli na př mččrý pohyb ručičky na stupnici.</p> <p data-bbox="853 922 1484 1025">I nel opřasa, hnacho kotouče <math>O_1 \cong 409</math>, <math>V_1</math>, <math>V_2</math> jsou vodící kladky. Misto hnacho kotouče je posuvně se pohybující ručička R</p>

## 3.1 Základy teorie

### 3.1.1 Obvodová rychlost a síla síly v páse (viz Mechanika) (obr. 9)

#### Obvodová rychlost

$$v = \pi D n,$$

se volí podle místních a stavebních poměrů:  $v = 10$  až  $30$ , popř. až  $45 \text{ m s}^{-1}$ , výjimečně i více.

#### Obvodová síla a tahy v opásání\*).

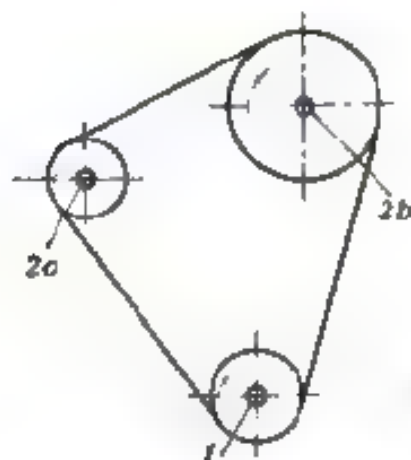
$$F = \frac{P}{v_d} = \frac{P}{\pi \cdot d \cdot n_d} = \frac{P}{v_d} = \pi D \cdot n_D.$$

\* Protože mi ve ČSN řemenových pohonů mají poněkud odlišné označení bude a řemenových převodů průměr hnacho kotouče  $a$ , hnachého  $D$ , otáčky hnac  $n_d$ , hnacé  $n_D$  a vzdálenost os  $A$ . Srovnaj též s knihou Kříž a kol. Strojnické tabulky část I, pr. 2 až 4 ročník SPŠS odvolavky na ni v textu jsou značeny S11

Z rovnováhy sil na pásu platí (obr. 9).

$$F = F_{s1} - F_{s2},$$

tj. obvodová síla se rovná rozdílu tahů v pásu taženém ( $F_{s1}$ ) a ochablém ( $F_{s2}$ ).



Obr. 10 Řemenový pohon na dva hnací hřídele  
1 – hnací hřídel, 2a, 2b – hnáné hřídele

V mechanice byly odvozeny vztahy

$$F_{s2} = F \cdot \frac{1}{e^{\beta f} - 1}, \quad F_{s1} = F_{s2} \cdot e^{\beta f} = F \cdot \frac{e^{\beta f}}{e^{\beta f} - 1},$$

kde  $\beta = 2\pi \frac{\beta}{360^\circ}$  je úhel opásání menšího kotouče (rad),

$f$  – součinitel tření mezi opásáním a kotoučem (tab. 7).

U běžných řemenových pohonů s plochým koženým řemenem bývá  $F_{s2} \approx F$ ,  $F_{s1} \approx 2F$ . Za klidu je řemen napjat silou  $F_{s0} = \frac{F_{s1} + F_{s2}}{2} \approx 1,5F$

Výslednice tahových sil v řemeně  $F_{s1} + F_{s2} \approx 3F$  namáhá hřídel na ohyb a způsobuje tření v ložiskách. S ohledem na bezpečnost a případně vyšší pracovní předpětí řemenů se dimenzují hřídele a ložiska na sílu  $F_u \approx (4 \text{ až } 5)F$ . U převodů klínových řemenů, kde napětí řemenů nemusí být tak velké, počítáme se silou na ložisku  $F_u \approx 2F$ .

### 3.1.2 Vliv odstředivé síly

Při pohybu po kruhové dráze, tj. po řemenici, působí na pás (řemen) odstředivá síla. Její vliv musíme brát v úvahu při rychlostech nad  $12 \text{ m s}^{-1}$ . Vyvolává v řemeně napětí  $\sigma_c$  (obr. 11).

Z rovnováhy sil na elementu:

$$\sigma_c \cdot S \cdot d\beta = dF_c,$$

$$dF_c = dm \cdot \frac{1}{2}D \cdot \omega^2 = \rho \cdot S \cdot \frac{1}{2}D \cdot d\beta \cdot \frac{1}{2}D \cdot \omega^2 = \rho \cdot S \cdot r^2 \cdot d\beta.$$



Tab. 7 Technická data řemenů a pásů

Druh řemene	Tloušťka řemene $s$ (mm)	Výpočtové hodnoty					Meze použitelnosti		
		Pevnost $\sigma_p$ (MPa)	Dovolené napětí $\sigma_D$ (MPa)	Modul pružnosti $E_p$ (MPa)	Měrná hmotnost $\rho$ (kg dm <sup>-3</sup> )	Souvětnost úhelní $f$ (%)	Maximální poměr $\left(\frac{s}{d}\right)_{max}$ (%)	Maximální rychlost řemene $v_{max}$ m s <sup>-1</sup> )	Maximální provozní teplota $t_{max}$ (°C)
Kůže řemeny	standardní	25	4	70	1,0	0,32 +	0,033	30	35
	ohébný	30	4,5	60	0,95	0,012 +	0,04	40	35
	velmi ohébný	35 až 38	5,5 až 6	50	0,9	0,012 +	0,05	50	45 až 70
Přyzové a balatové řemeny <sup>1)</sup>	přyz – balata – bavlna	55	4,4	50	1,2	0,5	0,035	40	45
	přyz bavlna	53	4,0	50	1,25	0,5	0,033	40	70
	balata – bavlna	58	4,4	50	1,25	0,5	0,04	40	40
	balata lanový kord	68	5,2	30	1,25	0,5	0,05	40	40
Textilní řemeny	umělé bavlní (impregnované)	50	4,2	40	1,0	0,35	0,04	50	70
	bavlna	42	3,7	40	1,3	0,3	0,03	50	70
	polyamid, polyester	200	19	250	1,1	0,15	0,04	65	75
Řemeny z několika materiálů, každá vrstva polyamid nebo polyester	stýčná kůže	200	19	250	1,15	0,22 + + 0,012 +	0,01	80 až 100	60
	přyz	200	19	250	1,15	0,75	0,01	80 až 100	75
Klinové řemeny	Klasického průřezu	-	8	50	1,25	0,35 +	-	25 až 35	60
	úzké	-	16	50	1,25	0,012 +	-	60	80

<sup>1)</sup> Tyto řemeny vzniknou vrstvením několika textilních vlátek vzájemně slepených balatou nebo zavulkanizovaných přyzí. (Balata je elastické lepidlo podobné pávodem, charakterem přírodnímu kaučuku.)

<sup>2)</sup> Tloušťka každé vrstvy  $K$  má přijde vrstva kůže nebo přyzí, při jednostranném obložení tlustá 1,3 mm, při oboustranném obložení 2,6 mm. Pro výpočet na tah uvažujeme pouze tloušťku každé vrstvy uvedené v tabulce.

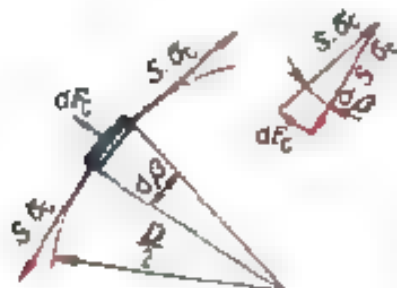
Tab. 8. Tažné členy v přesné mechanice. Rozměry a pevnostní hodnoty

Prostředek opíšení (tažný člen)	Rozměry			Pevnost		Poznámka
	$d$ , popř. $b \times a$ (mm)	$\delta$ (mm)	$m$ (1)	$\sigma_{\mu}$ (MPa)		
Hedvábná šňůra	0,7	—	—	120		spletená, s dutinou
Bavlněná šňůra	1,4 2,2	0,75 1,1	2 2	80 80		2 zkroucené pramence
Konopná šňůra	0,8 3 4	— 1 1	— 6 12	250 220 190		2 vlákna v pramenci, 3 pramence ve šňůře 4 vlákna v pramenci, 3 pramence ve šňůře
Lanko z polyesterového hedvábi	0,6 0,8	— —	48 64	380 300		spletená, s dutí
Lanko z polyamidového hedvábi	0,8 1,5	— —	21 48	520 480		spletená, s dutí
Polyamidový rybářský vlasec	0,6 0,8	— —	1 1	500 500		
Polyamidový drát kruhového průřezu	0,6 0,8	— —	1 1	420 420		
Polyamidový drát obdelníkového průřezu	$2,2 \times 0,4$ $3,0 \times 0,4$ $1,8 \times 0,7$	— — —	1 1 1	270 250 220		
Střevová struna	0,7 1,2 2	— — —	1 1 1	220 320 200		
Kožený řemínek kruhového průřezu	4 5 6	— — —	1 1 1	30 35 35		
Drátěné ocelové lanko	2	0,335	20	1 400		4 drátky v pramenci, 5 pramenců v lankě
<p>Vysvětlivky</p> <p><math>d</math> — vnější průměr lanka, šňůry nebo drátu      <math>\delta</math> — průměr drátku nebo vlákna</p> <p><math>b \times a</math> — šířka krát tloušťka plochého drátu      <math>m</math> — počet drátků nebo vláken v lanku nebo šňůře</p>						

Porovnáním a úpravou obou rovnic je

$$\sigma_c \cdot S \cdot d\beta = \rho \cdot S \cdot v^2 \cdot d\beta,$$

$$\sigma_c = \rho \cdot v^2 \quad (\text{Pa}).$$



Obr. 11. Silové poměry na elementární částici řemene pro výpočet napětí  $\sigma_c$  v důsledku odstředivých sil

### 3.1.3 Výpočet napětí v řemenu

Tahové napětí od tahu v řemenu

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S},$$

ťahové napětí od odstředivé síly.

$$\sigma_c = \rho \cdot v^2$$

Při navijení řemenu na řemenici vzniká v řemenu míjivé ohybové napětí

$$\sigma_o = E_o \cdot \frac{s}{d} \quad (\text{MPa}),$$

kde  $E_o$  je modul pružnosti pásu v ohybu (MPa) (tab. 7),

$s$  – tloušťka pásu (mm),

$d$  – průměr menšího kotouče (mm).

Maximální celkové napětí v řemenu:

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_c + \sigma_o \leq \sigma_D \quad (\text{tab. 7}).$$

### 3.1.4 Pružný skluz, ztráty, účinnost

Řemen po řemenici částečně klouže, i když je dobře napjat, takže skutečná obvodová rychlost hnané řemenice je asi o 1 až 2 % menší než vypočítaná (součinitel skluzu  $\psi = 0,99$  až 0,98). Vlivem tohoto skluzu se hnaná řemenice zpožďuje, koná menší počet otáček.

Převodové číslo:

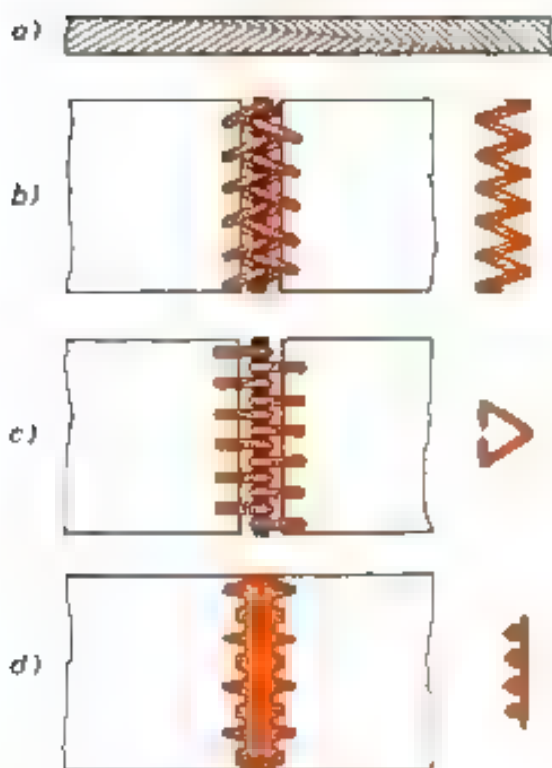
$$i = \frac{n_d}{n_D} = \frac{D}{d \cdot \psi}.$$

Ztráta výkonu je způsobena tuhostí řemenu, třením řemenu na kotoučích, odporem vzduchu a třením v ložiskách. Bývá 2 až 5 %, z celkového příkonu  $P_1$ , takže účinnost opásaného převodu  $\eta = P_2 / P_1 = 0,98$  až 0,95.

## 3.2 Součásti opáсанých převodů

### 3.2.1 Tažné členy

Obvodová síla se přenáší z jednoho kotouče na druhý řemeny (ploché, klinové, kruhové) – převod řemenový,  
laný – převod lanový,  
lanky šňůrami, strunami – převod lankový (v přesné mechanice,



Obr. 12 Nejčastější spojení konců plochých řemenů  
a) slepením, b) drátěnou spojkou, c) háčkovou spojkou, d) drápkovou spojkou

Přehled tažných členů a údaje o jejich vlastnostech potřebné pro výpočty jsou v tab. 7, 8.

### Ploché řemeny

Kožený řemen velmi ohebný je univerzálně použitelný, zvláště pro vysoká namáhání, rychlosti, pro kratší pohony, pro pohony s napínacími nebo vodícími kladkami a pro pohony polozkřížené.

Kožený řemen ohebný se používá pro normální pohony, střední rychlosti a zkřížené pohony



*Kožené řemeny standardní se používá pro menší rychlosti a menší  $s$  a  $d$ , zvláště pro pohony se stupňovými nebo přesuvnými řemenicemi, dále v hrubém nebo prašném provozu a venku.*

*Přyzové a balatové řemeny s vložkami bavlněnými nebo z lanového kordu jsou vhodné i pro silnější rázy a balatové kordové řemeny se hodí pro nejvyšší namáhání.*

*Textilní řemeny z polyamidu a polyesteru mají vysokou pevnost a jsou vhodné pro vyšší rychlosti.*

*Řemeny lepené z několika materiálů spojují výhody textilních umělých vláken - tažná vrstva (vysoká pevnost, možnost vysokých rychlostí) s výhodami kožených nebo pryžových řemenů - styčná vrstva (velký součinitel tření, ohebnost), takže mají výhodné parametry; jsou vhodné pro nejtěžší provoz.*

*Spojení konců plochých řemenů, aby vznikl bezkoncový řemen, je na obr. 12.*

### Klinové řemeny

bývají nejčastěji uzavřené (bezkoncové), málokdy konečné (nutná spojka). jsou lichoběžníkového průřezu, pryžové se zahitou vyztužovací vložkou, která zvětšuje pevnost řemenu. Pracovní části (styk s řemenicí) jsou pouze boční plochy. Klinové řemeny (obr. 13) u nás vyrábí n. p. Rudy říjen, Otrokovice, a vyváží je do celého světa.

Jsou to:

*Řemeny Record, vhodné zejména pro náhony ventilátorů a rychloběžných strojů s vyššími obvodovými rychlostmi. Textilní tažná část je vytvořena provazci z umělého hedvábí (obr. 13a).*

*Řemeny Industrial se hodí pro pohony průmyslových strojů k přenášení vyšších výkonů při obvodových rychlostech do  $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Textilní tažnou část tvoří několik vrstev umělohedvábné kordové tkaniny (obr. 13b).*

*Úzké řemeny, mají podobnou konstrukci jako řemeny Record. Přenášejí při malých rozměrech velké výkony při vysokých rychlostech. To umožňuje polyesterový lanový kord v textilní tažné části a polyamidový obalový textil. Hospodárné použití pro rychlosti nad  $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , při nedostatku místa, kde je nutno použít řemenice malého průměru a menší počet řemenů (obr. 13c).*

*Široké ozubené řemeny pro variátory (kap. 5). Zuby na vnitřní straně zlepšují ohebnost řemenu (obr. 13d).*

### 3.2.2 Řemenice a lanové kladky

Kola (řemenová, lanová, řetězová i ozubená) se obvykle skládají ze 3 částí: náboje, desky nebo ramen a věnce. Konstrukční zásady a empirické vzorce rozměrů se vztahují na všechna uvedená kola, která se pouze liší tvarem věnce (obr. 14).

Příklady konstrukce řemenic jsou obr. 15, 16. Vnější průměr náboje

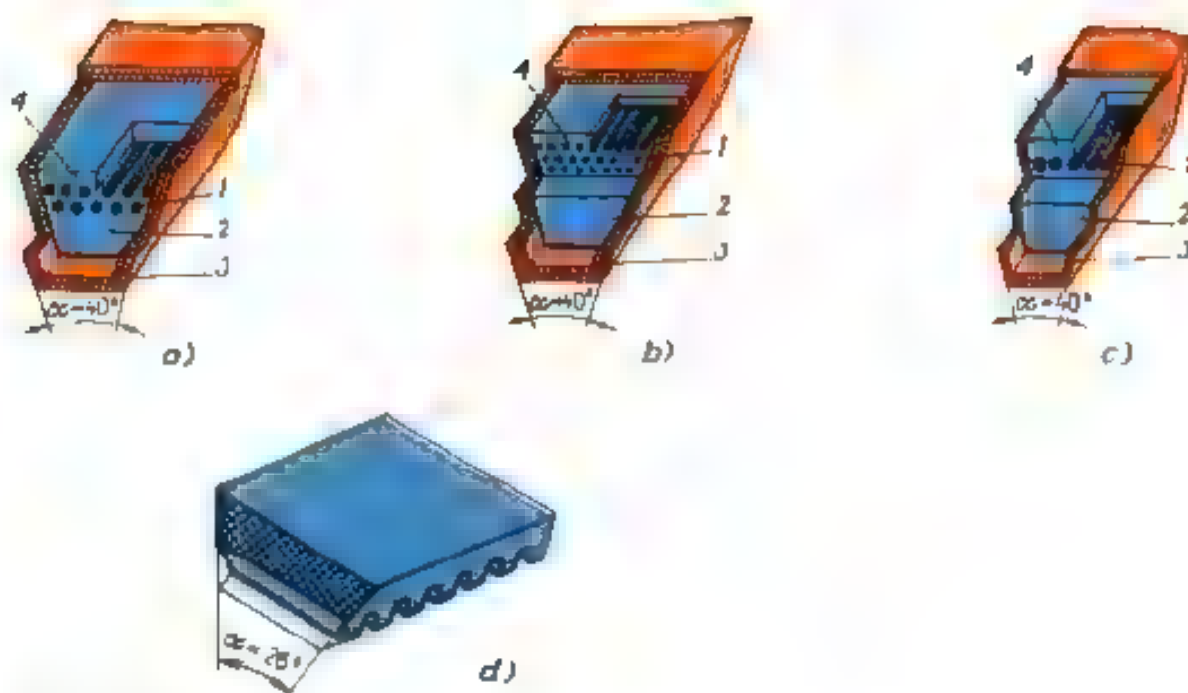
$d_1 = 2d$  pro šedou litinu,

$d_1 = 1,6d$  pro ocel na odlitky,

$d_1 = 1,5d$  pro konstrukční ocel,

$d$  vnitřní průměr náboje

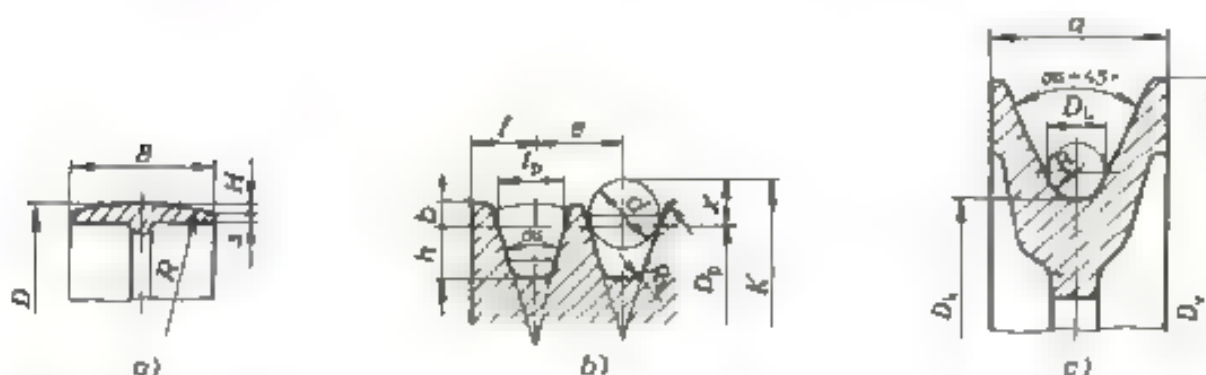
délka náboje  $l = (1,25 \text{ až } 1,5)d$  U odlitků bývá úkos náboje a věnce  $l = 20 \text{ až } 50$ .



Obr. 13 Klinové řemeny

a) křížový řemen Record klasického průřezu (ČSN 02 3110), b) křížový řemen Industrial klasického průřezu (ČSN 02 3110), c) úzký křížový řemen (ČSN 02 3112), d) široký křížový řemen pro variátory

1 – textilní ažná část, 2 – pryžové jádro, 3 – opryžovaný textilní obal, 4 – pryžový nárazník



Obr. 4 Věšce řemenic a lanových kladek

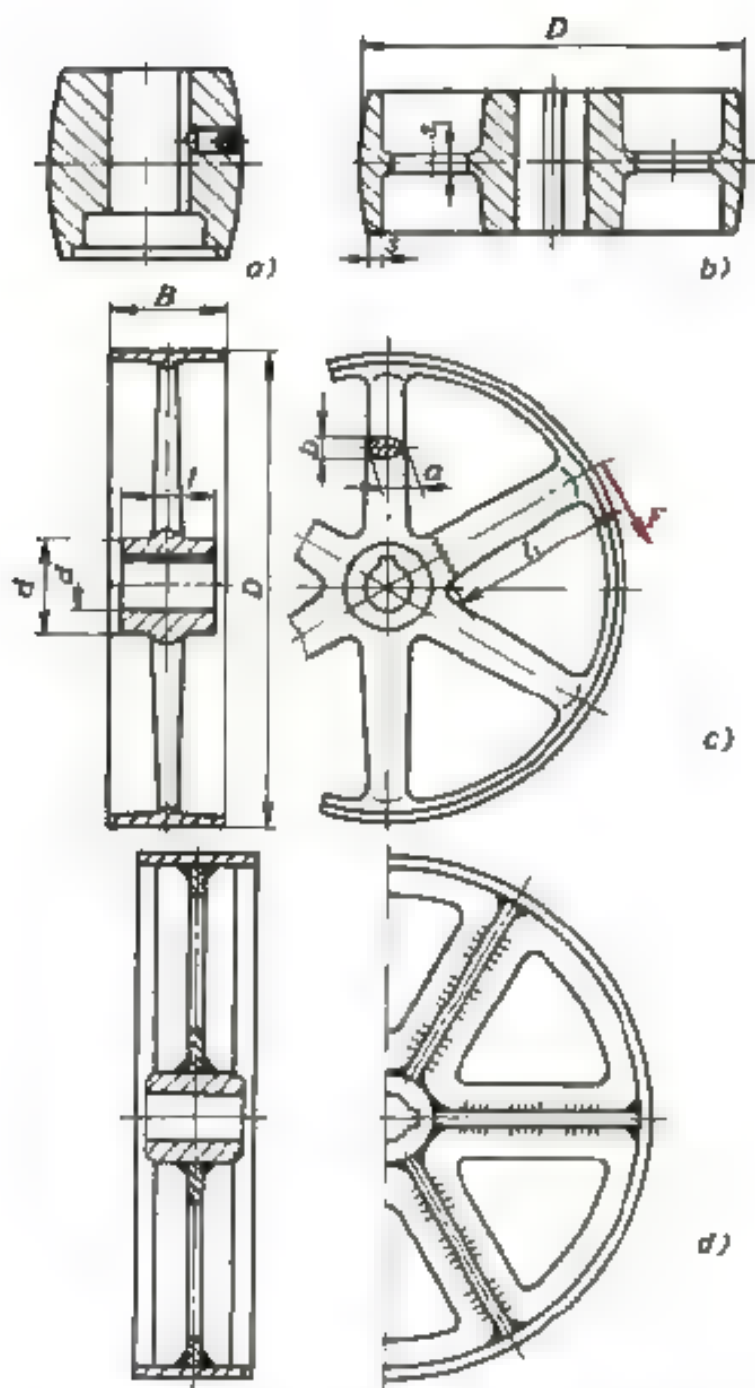
a) řemenice pro ploché řemeny  $s = D/300 + 3 \text{ mm}$ ,  $B$  – podle šířky řemene  $b$ ,  $H$  – podle ČSN 02 3177

(ST1)  $R = \frac{B^2 + 4H^2}{8H}$ , b) řemenice pro křížové řemeny – rozměry podle ČSN 02 3180 drsnost

boků drážek  $R_s = 1,6$  až  $3,2$  pro obvodovou rychlost  $v \leq 10 \text{ m/s}$ ,  $R_s = 0,8$  až  $1,6$  pro  $v > 10 \text{ m/s}$

c) lanové kladky – zakotované rozměry podle ČSN 27 182

**Materialy řemenic** Odhlité řemenice jsou ze šedé litiny 42 2415 nebo 42 2420, rychloběžné z oceli na odlitky 42 2641 nebo 42 2651, menší řemenice (zejména pro křížové řemeny) z hliníkové slitiny 42 4357. Ocelové řemenice větších průměrů se svařují z ocelových plechů 11 373 nebo 1 523 koutovými svary, vylisované polotovary se spojují bodovými svary. Svařované řemenice jsou o 40 až 60 % lehčí než



Obr. 15. Konstrukční provedení čemenice pro ploché čemeny

a) lita čemenice malého průměru ( $D < 160 \text{ mm}$ ) – věnec bezprostředně spojen s nábojem.

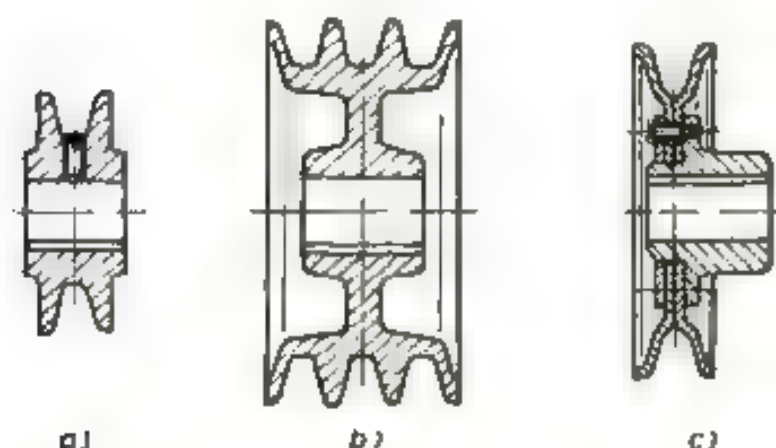
b) lita čemenice většího průměru ( $D = 160 \text{ až } 400 \text{ mm}$ ) – věnec je s nábojem spojen deskou  $s_1 = 1,5s$ , která se někdy odlehčuje dírami.

c) lita čemenice velkého průměru ( $D \geq 400 \text{ mm}$ ) – věnec je s nábojem spojen rameny (jejich počet je  $1 \text{ až } \frac{1}{2}D$ , ramena mohou být průřezu eliptického  $b = [0,4 \text{ až } 0,5] a$ , nebo křížového, nebo profilu T, směrem k věnci se zužují asi na  $80^\circ$ , hodnoty při náboji. Výpočet ramen jako vetknutý nosník na ohyb (podle se, že obvodovou sílu přenáší pouze  $\frac{1}{2}$  počtu ramen):

$$M_n = F \cdot l_1 = \frac{2M_k \cdot l_1}{D} = W_n \cdot \frac{\sigma_{Dn}}{4}, \quad \sigma_{Dn} = 30 \text{ MPa pro železo litinu}, \\ \sigma_{Dn} = 60 \text{ MPa pro ocel a odlitky}$$

d) kvařovaná čemenice velkého průměru – věnec je s nábojem spojen šesti rameny křížového průřezu.

řemenice ze šedé litiny a lze je použít pro velké obvodové rychlosti. Zcela malé řemenice pro klinové řemeny a kladky pro lanka v přesné mechanice se též vyrábějí z plastů (např. silonu, teflonu apod.).



Obr. 16. Konstrukční provedení řemenek pro klinové řemeny

- a) řetě řemenice malého průměru — věnec je spojen bezprostředně s nábojem,  
 b) řetě řemenice většího průměru — věnec je spojen s nábojem deskou,  
 c) malá řemenice vyhlavovaná z ocelového plechu je ze dvou vylisků spojených šrouby — náboj může být ze šedé litiny, oceli nebo hliníkových slitin

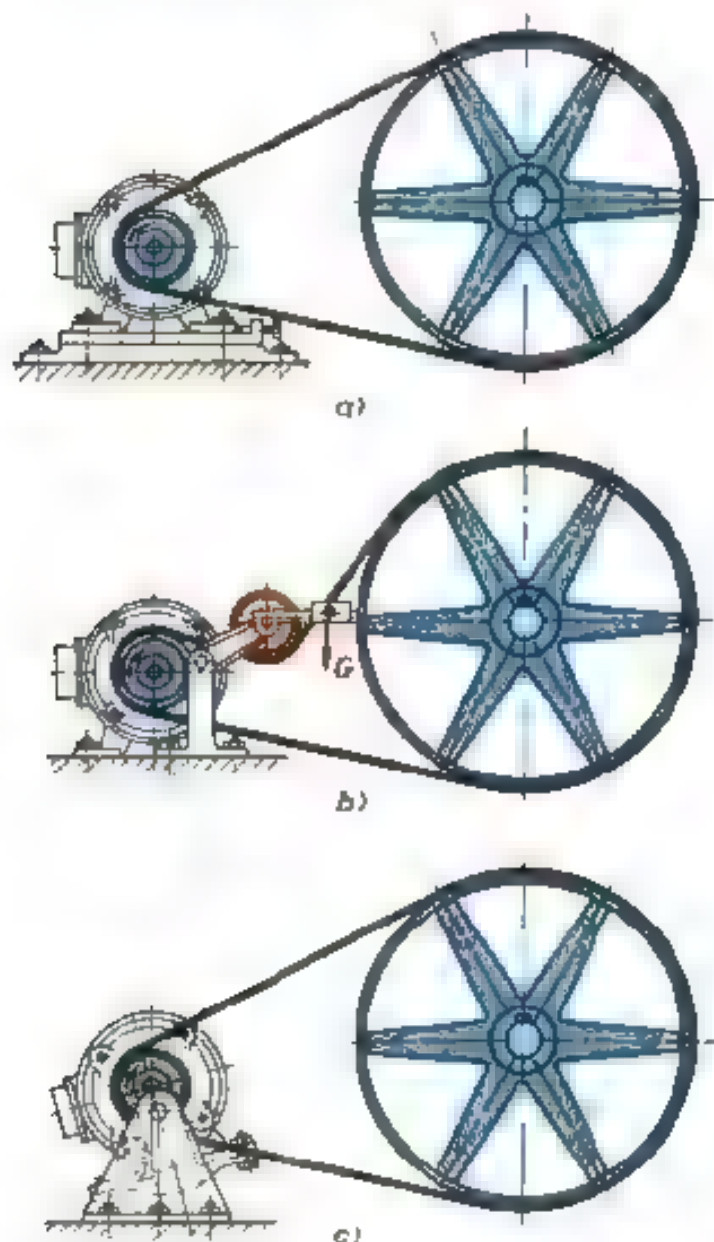
### 3.2.3 Napínací ústrojí

Aby mohly řemeny a lana přenášet mezi kotouči obvodovou sílu, musí být dostatečně přitlačovány ke kotoučům, aby tření bylo větší než obvodová síla. Přitlačení se dosáhne předpětím tažného členu. Velikost předpětí ovlivňuje podstatně konstrukci a náklady na opasany převod. Existují v podstatě 4 způsoby napínání řemenu nebo lana:

1. Zkrácení řemenu při nezměněné vzdálenosti os.
2. Při stále osové vzdálenosti je možno řemen napínat napínacími kladkami vloženým do ochable část pohybuje menší řemenice (obr. 17b). Je vhodné u velkých řemenových pohonů. Přitlačná síla napínací kladky může být vyvozena závažím nebo pružinou.
3. Zvětšení vzdálenosti os (obr. 17a), které se nejčastěji provádí přestavením hnacího motoru po kolejničkách. Nejjednodušší a nejlacinější uspořádání v případě, že lze vzdálenost měnit. Používá se často i u pohonů s klinovými řemeny.
4. Samonapínání tíhou hnacího motoru, který je vykyvně excentricky uložen. Tato tíha vytváří moment síly, který působí proti krouticímu momentu a řemen napíná (obr. 17c). I když je toto uspořádání porékuů dražší, má tyto výhody: větší dovolená obvodová síla a menší zatížení ložisek, je možno použít menší uhly opasání, a tím větší převodové poměry při malých vzdálenostech os.



v souvislosti s tím je možno použít menších motorů s vyššími otáčkami při stejném výkonu a stejných otáčkách hnaného hřídele,  
 větší účinnost při částečném zatížení,  
 snadné nasazení řemenu bez předpětí, minimální udržba (odpadá dodatečné napínání) a větší provozní spolehlivost.



Obr. 17 Vyrození předpětí v řemenu  
 a) pomocí napínacích kolemic,  
 b) napínací kladkou zatíženou závažím  $G$ , c) samonapínacím zařízením s kolébkou otočnou okolo čerpu pomocí záporného silového momentu.

### 3.3 Výpočet řemenových převodů

#### 3.3.1 Geometrický výpočet (obr. 18)

Vzdálenost os se obvykle volí  
 u pohonu plochými řemeny:

$$A \approx (2 \text{ až } 3) \cdot (D + d),$$

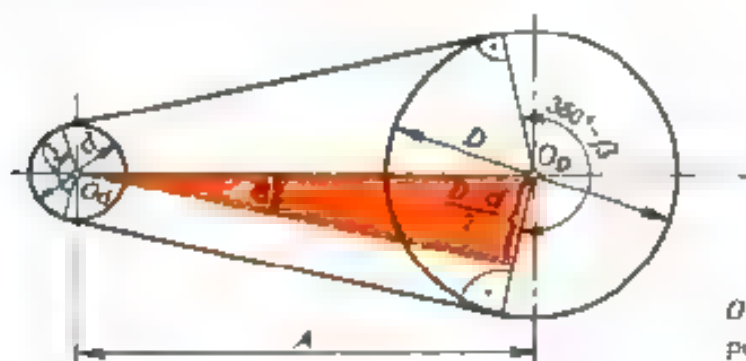
u pohonu klinovým řemenem:

$$0,7(D_p + d_p) < A < 2(D_p + d_p).$$

Minimální úhel opasání má být

u pohonu plochým řemenem:  $\beta > 120^\circ$ ,

u pohonu klinovým řemenem:  $\beta > 90^\circ$ .



Obr. 18. Geometrie řemenového pohonu

U převodů s plochým řemenem se vypočítá:

úhel opasání malého řemenice  $\beta$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D - d}{2A}, \quad \alpha = 90^\circ - \frac{\beta}{2},$$

délka řemenu:

$$L = 2A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D + d) + \frac{\pi \alpha}{180^\circ} \cdot (D - d),$$

skutečná osová vzdálenost:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q},$$

kde  $p = 0,25L - 0,393(D + d)$ ,

$$q = 0,125(D - d)^2$$

Pro převody s klinovým řemenem platí stejné vzorce, ale průměry řemenic  $D$ ,  $d$  a délku řemenu  $L$  je nutno nahradit výpočtovými hodnotami  $D_p$ ,  $d_p$  a  $L_p$  (obr. 14h)

### 3.3.2 Výpočet řemenového převodu na pevnost a trvanlivost

Řemen je namáhan v tahu a ohybu (kap. 3 I 3). V praxi se však určí podle průměru  $d$  a rychlosti  $v$  pro plochý řemen z tab. 9 jednotková obvodová síla  $F_t$ , kterou přenesou 1 mm šířky řemenu ( $b = 1$  mm). Pro  $\beta = 180^\circ$  je pak potřebná šířka řemenu  $b = F / F_t$ , kde  $F$  je obvodová síla  $F = 2M_k / d = P / (v \cdot n_d)$ .

Korekce šířky řemenu s ohledem na skutečný úhel opasání  $\beta$  ( $\alpha$ )

$$b = b_0 \left( 1 + \frac{3\alpha}{500} \right) = \frac{F}{F_t} \cdot \left( 1 + \frac{3\alpha}{500} \right)$$

Vypočtenou šířku upravíme podle normalizovaných hodnot (ST1).

Prakticky výpočet klínových řemenů provádí se podle ČSN 02 3111 a 02 3114 způsobem uvedeným v kap. 3.3.4.

Tab. 9 Jednotková obvodová síla  $F_t$  [N · mm<sup>-1</sup>] přenášená 1 mm šířky řemenu pro  $\beta = 180^\circ$

Průměr menší řemenice $d$ (mm)	Tloušťka řemenu $s$ (mm)	Rychlost řemenu $v$ (m · s <sup>-1</sup> )					Poznámka
		5	10	15	20	30	
100	3 až 4	3,0	3,4	3,7	4,0	—	jednoduché řemeny
200	4	4,5	5,5	6,2	6,5	6,0	
315	4 až 5	5,0	6,0	6,8	7,5	7,0	
500	5	7,5	9,0	9,3	9,5	9,0	
710	5	8,0	10,0	10,5	10,5	10,0	
1 000	5 až 6	9,0	10,0	11,0	11,0	10,0	
1 400	5 až 6	10,0	11,0	11,5	11,5	11,0	
2 000	6 až 7	12,0	13,0	13,5	13,8	12,5	
500	8 až 10	9,0	10,5	11,5	12,5	12,0	dvojitě řemeny
710	8 až 10	10,5	12,0	13,0	14,0	13,5	
1 000	10	13,5	15,0	16,5	17,0	16,0	
1 400	10 až 12	16,0	18,0	20,0	20,0	18,5	
2 000	10 až 12	19,0	22,0	24,4	25,0	22,5	

### 3.3.3 Postup výpočtu převodu s plochým řemenem (tab. 10)

### 3.3.4 Postup výpočtu převodu s klínovými řemeny (tab. 11)

#### Příklad výpočtu

Dvoustupňový pístový kompresor (obr. 19) má za normálních podmínek příkon  $P = 30$  kW a  $n_D = 500$  min<sup>-1</sup>  $\approx 8,33$  s<sup>-1</sup> a má být poháněn od elektromotoru řemenovým převodem. Otáčky motoru  $n_M = 1\,450$  min<sup>-1</sup>  $\approx 24,2$  s<sup>-1</sup>. Kompresor pracuje 16 h denně. Elektromotor běží s normálním záběrovým momentem (do dvojnásobku jmenovitého kroutičního momentu). Vypočítejte řemenový převod

- plochým řemenem – vzdálenost os  $A' = 1\,500$  mm
- klínovým řemenem klasického průřezu  $A' = 1\,000$  mm.
- úzkým klínovým řemenem  $A' = 1\,000$  mm.

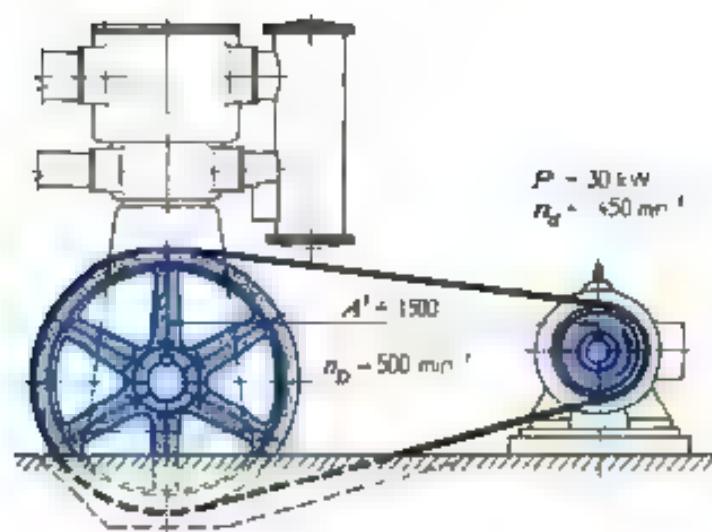
#### a) Převod plochým řemenem (tab. 10)

Z tabulky 7 volíme jednoduchý kožený řemen velmi ohebný s  $v_{\max} = 50$  m · s<sup>-1</sup>,  $(s/d)_{\max} = 0,05$

Volíme předběžně obvodovou rychlost  $v' = 25$  m · s<sup>-1</sup>.

$$d = \frac{v'}{\pi \cdot n_M} = \frac{25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 24,2 \text{ s}^{-1}} = 0,33 \text{ m} \approx 315 \text{ mm} \quad \{\text{normalizovaný}\}.$$

Podle tabulky 9:  $s = 4$  až  $5$  mm, volíme  $s = 5$  mm.



Obr. 19 Řemenový pohon dvoustupňového pístového kompresoru

Kontrola ohybu řemenu:  $\frac{s}{d} = \frac{5 \text{ mm}}{315 \text{ mm}} = 0,016 < \left(\frac{s}{d}\right)_{\max}$

Skutečná rychlost:  $v = \pi \cdot d \cdot n_d = \pi \cdot 0,315 \text{ m} \cdot 24,2 \text{ s}^{-1} = 23,95 \text{ m s}^{-1}$

Z tabulky 9: pro  $d = 315 \text{ mm}$ ,  $s = 5 \text{ mm}$  a  $v = 24 \text{ m s}^{-1}$  je  $F_r = 7,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ .

Obvodová síla  $F = \frac{P}{v} = \frac{30 \cdot 10^3 \text{ W}}{23,95 \text{ m s}^{-1}} = 1\,252,6 \text{ N}$

Šířka řemenu:  $b = \frac{F}{F_r} = \frac{1\,252,6 \text{ N}}{7,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}} = 171,6 \text{ mm}$ .

Převodové číslo:  $i = \frac{n_d}{n_D} = \frac{1\,450 \text{ min}^{-1}}{500 \text{ min}^{-1}} = 2,9$ .

$D = d \cdot i = 315 \text{ mm} \cdot 2,9 = 913,5 \text{ mm} \approx 900 \text{ mm}$  (podle ČSN 02 3177).

Skutečné převodové číslo (skluz  $\psi = 0,99$ )

$i = \frac{D}{d \cdot \psi} = \frac{900 \text{ mm}}{315 \text{ mm} \cdot 0,99} = 2,886$ .

Úhel opásání:

$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D - d}{2 \cdot i \cdot 500 \text{ mm}} = \frac{(900 - 315) \text{ mm}}{2 \cdot 1\,500 \text{ mm}} = 0,195 \Rightarrow \frac{1}{2}\beta = 78,75^\circ \text{ a } \beta = 157^\circ 30'$ .

$\alpha = \frac{180^\circ - \beta}{2} = \frac{180^\circ - 157^\circ 30'}{2} = 11^\circ 15'$

Skutečná šířka řemenu:

$b = b \left(1 + \frac{3\alpha^\circ}{500}\right) = 171,5 \text{ mm} \left(1 + \frac{3 \cdot 11^\circ 15'}{500}\right) = 183,18 \text{ mm}$ .

Nejbližší šířku podle ČSN volíme  $b = 170 \text{ mm}$ .

Tab. 10. Schéma výpočtu převodu s plochým řemenem

Schéma	Vzorce
	<p>Zadané hodnoty: <math>P</math> (kW), <math>n_1</math>, <math>n_2</math> (<math>s^{-1}</math>)</p> $i = \frac{n_1}{n_2}$ $M_{b1} = \frac{10^3 P}{\omega_1} = \frac{10^3 P}{2\pi n_1} \quad (N \cdot m)$ <p><math>v</math> se volí podle druhu řemene z tab. 7, optimální je asi poloviční hodnota <math>v_{max}</math></p> $d = \frac{v}{\pi \cdot n_1} \quad (m), \quad D = i \cdot d \quad (m),$ <p>zaokrouhlit na normalizované hodnoty</p> $F = \frac{2M_{b1}}{d} \quad (N)$ <p><math>F</math>, z tab. 9</p> $b = \frac{F}{F_1} \quad (mm)$ <p><math>A = (2 \text{ až } 3)(d + D) \quad (mm)</math>, pro pohon s napínací kladkou  <math>A_{min} = 0,5(d + D) + D_0 + 4s \quad (mm)</math>, kde <math>D_0</math> je průměr napínací kladky,  <math>s</math> tloušťka řemene,  <math display="block">\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D - d}{2A}</math> <math display="block">\alpha = \frac{180^\circ - \beta}{2} \quad (\text{obr. 18}),</math> <math display="block">b' = b \left( 1 + \frac{3\alpha}{500} \right) \quad (mm),</math> <p>zaokrouhlí se na normalizovaný rozměr</p> <math display="block">L = 2A \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{\pi \cdot d^2}{180^\circ} (D - d)</math> </p>



Tab. 11. Schéma výpočtu převodu s klínovými řemeny

Schéma	Vzorce
	<p>Dané hodnoty  výkon <math>P</math> (kW),  hnaná otáčky <math>n_d</math> (<math>\text{min}^{-1}</math>),  hnané otáčky <math>n_D</math> (<math>\text{min}^{-1}</math>)</p>
<p>Hnaná otáčky <math>n_d</math>  Hnané otáčky <math>n_D</math></p> <p>Provozní podmínky <math>c_2</math></p>	<p><math>P_1 = P \cdot c_2</math> (kW),  <math>c_2</math> – součinitel provozního zatížení (ST1)<sup>1)</sup></p>
<p>Doporučený profil řemene</p>	<p>Profil řemene  z diagramu pro volbu řemene ve ST1</p>
<p>Výpočtové průměry řemene <math>d_1, d_2</math></p> <p>Převodové číslo <math>i</math></p>	<p><math>i = \frac{n_d}{n_D}</math>  <math>d_p</math> se volí s ohledem na rozměr a životnost řemene z diagramu a tabulky v ST1,  <math>D_1 = i \cdot d_p</math></p>
<p>Jmenovitý výkon přenášený 1 řemenem <math>P_1</math></p>	<p><math>P_1</math> se odečte z tabulky v ST1</p>
<p>Vzdálenost os + 1. bel opásků <math>\beta, \alpha</math></p>	<p><math>0,7(D_p + d_p) &lt; A &lt; 2(D_p + d_p)</math>  <math>\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A} \Rightarrow \beta</math>  <math>\alpha = \frac{180^\circ - \beta^\circ}{2}</math></p>
<p>Výpočtová délka řemene <math>L_p</math></p> <p>Vnitřní délka řemene <math>L_r</math></p>	<p><math>L_p = 2A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot \alpha^\circ}{180^\circ} \cdot (D_p - d_p)</math>  <math>L_r</math> z tabulky v ČSN (ST1)</p>
<p>Počet řemenů <math>z</math></p>	<p><math>z = \frac{P \cdot c_2}{P_1 \cdot c_1 \cdot c_3}</math> (zaokrouhlit nahoru na celé číslo),  kde <math>c_1</math> je součinitel úhlu opáskání závislý na <math>\beta</math> (ST1),  <math>c_3</math> – součinitel délky řemene závislý na <math>L_r</math> (ST1)</p>

<sup>1)</sup> Zkratka ST1 znamená odkaz na knihu Křt a kol. Strojnické tabulky – 1. část pro 2. až 4. roč. SPŠS

Potřebná šířka řemenice podle ČSN (ST1):  $B = 180 \text{ mm}$ .

Délka řemenu

$$\begin{aligned} L &= 2A' \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{\pi \cdot a^2}{180^\circ} (D - d) = \\ &= 2 \cdot 1500 \text{ mm} \sin 78,75^\circ + \frac{\pi}{2} (900 + 315) \text{ mm} + \frac{\pi \cdot 11,25^2}{180^\circ} (900 - 315) \text{ mm} = \\ &= 4966 \text{ mm} \approx 5000 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Skutečná osová vzdálenost:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 772,505 \text{ mm} + \sqrt{772,505^2 - 42778,125} \text{ mm} = 1516,8 \text{ mm},$$

$$\begin{aligned} p &= 0,25L - 0,393(D + d) = 0,25 \cdot 5000 \text{ mm} - 0,393(900 + 315) \text{ mm} = \\ &= 772,505 \text{ mm}. \end{aligned}$$

$$q = 0,125(D - d)^2 = 0,125(900 - 315)^2 \text{ mm}^2 = 42778,125 \text{ mm}^2$$

Vypočteno: Jednoduchý kožený řemen  $170 \times 5 \rightarrow 5000$

Síla působící na ložiska a hřídel:

$$F_o \approx 4F = 4 \cdot 1252,6 \approx 5000 \text{ N}$$

b) Převod klínovým řemenem klusického průřezu (tab 11)

$$P_1 = P \cdot c_1,$$

$c_2$  pro 16 h denně,  $M_s/M_a = 2$ , pístový kompresor těžké provozní podmínky je z ST1:  $c_2 = 1,3$ ,

$$P_1 = 30 \text{ kW} \cdot 1,3 = 39 \text{ kW}$$

Z diagramu v ST1 určíme řemen C ( $22 \times 14$ ),  $d_p = 200$  až  $315 \text{ mm}$ ,

volum  $d_p = 250 \text{ mm}$ ,  $i = 2,9 \pm 3$ ,

z tabulky jmenovitých výkonů přenášených jedním řemenem (ST1)

$$P_c = 10,3 \text{ kW}$$

$$D_p = d_p \cdot i = 250 \text{ mm} \cdot 2,9 = 725 \text{ mm} \approx 710 \text{ mm} \quad (\text{podle ČSN}).$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A} = \frac{(710 - 250) \text{ mm}}{2 \cdot 1000 \text{ mm}} = 0,23 \Rightarrow \frac{\beta}{2} = 76,7^\circ, \quad \beta = 153,4^\circ.$$

$$\alpha = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 90^\circ - 76,7^\circ = 13,3^\circ.$$

Pro  $\beta = 153,4^\circ$  je  $c_1 = 0,93$  (ST1).

$$\begin{aligned} L_p &= 2A' \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot a^2}{180^\circ} (D_p - d_p) = \\ &= 2 \cdot 1000 \text{ mm} \sin 76,7^\circ + \frac{\pi}{2} (710 + 250) \text{ mm} + \frac{\pi \cdot 13,3^2}{180^\circ} (710 - 250) \text{ mm} = \\ &= 3561,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Z rozměrové tabulky klinových řemenů (ST1):

$$L_1 = L_p - Z = (3\,561,1 - 58) \text{ mm} = 3\,503,1 \text{ mm} = 3\,550 \text{ mm} \quad (\text{podle ČSN}),$$

$$\text{skutečná výpočtová délka } L_p = (3\,550 + 58) \text{ mm} = 3\,608 \text{ mm}.$$

$$Z \text{ ST1: } c_3 = 0,98$$

$$\text{Skutečná vzdálenost os: } A = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$p = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,25 \cdot 3\,608 \text{ mm} - 0,393(710 + 250) \text{ mm} = 524,72 \text{ mm},$$

$$q = 0,125(D_p - d_p)^2 = 0,125(710 - 250)^2 \text{ mm}^2 = 26\,450 \text{ mm}^2.$$

$$A = 524,72 \text{ mm} + \sqrt{524,72^2 - 26\,450} \text{ mm} = 1\,023,6 \text{ mm}.$$

$$\text{Počet řemenů: } z = \frac{P \cdot c_2}{P_1 \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{30 \text{ kW} \cdot 1,3}{10,3 \text{ kW} \cdot 0,93 \cdot 0,98} = 4,15 = 5 \text{ řemenů}.$$

$$\text{Obvodová rychlost } v = \pi \cdot d_p \cdot n_d = \pi \cdot 0,25 \text{ m} \cdot 24,2 \text{ s}^{-1} = 19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Obvodová síla: } F = \frac{P}{v} = \frac{30 \cdot 10^3 \text{ W}}{19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 1\,580 \text{ N}$$

Vypočteno 5 řemenů C – 3 550 ČSN 02 3110.

$$\text{Síla na ložiska a hřídel: } F_u \approx 2F = 3\,160 \text{ N}.$$

c) Převod úzkým klinovým řemenem (tab. 11)

Pro  $P_1 = P \cdot c_2 = 30 \text{ kW} \cdot 1,3 = 39 \text{ kW}$  a  $n_d = 1\,450 \text{ min}^{-1}$  volíme podle diagramu ve ST1 řemen SPA (12,5 × 10), jemu odpovídá  $d_p = 180$  až 200 mm. Volíme  $d_p = 200 \text{ mm}$ .

$$D_p = i \cdot d_p = 2,9 \cdot 200 \text{ mm} = 580 \text{ mm} = 560 \text{ mm} \quad (\text{podle ČSN}),$$

$$v = \pi \cdot d_p \cdot n_d = \pi \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 24,2 \text{ s}^{-1} = 15,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A'} = \frac{(560 - 200) \text{ mm}}{2 \cdot 1\,000 \text{ mm}} = 0,18 \Rightarrow \frac{\beta}{2} = 79,63^\circ,$$

$$\beta = 159,26^\circ, \quad \alpha = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 90^\circ - 79,63^\circ = 10,37^\circ,$$

$$\begin{aligned} L_p &= 2A' \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{\pi}{180^\circ} \frac{\alpha^\circ}{2} (D_p - d_p) = \\ &= 2 \cdot 1\,000 \text{ mm} \sin 79,63^\circ + \frac{\pi}{2} (560 + 200) \text{ mm} + \frac{\pi}{180^\circ} \frac{10,37^\circ}{2} (560 - 200) \text{ mm} = \\ &= 3\,226,3 \text{ mm} \approx 3\,150 \text{ mm} \quad (\text{podle ČSN}). \end{aligned}$$

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 488,82 \text{ mm} + \sqrt{488,82^2 - 16\,200} \text{ mm} = 960,8 \text{ mm},$$

$$p = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,25 \cdot 3\,150 \text{ mm} - 0,393(560 + 200) \text{ mm} = 488,82 \text{ mm},$$

$$q = 0,125(D_p - d_p)^2 = 0,125(560 - 200)^2 \text{ mm}^2 = 16\,200 \text{ mm}^2.$$

Z ST1:  $c_1 = 0,95$ ,  $c_3 = 1,04$ ,  $P_r = 8,77 \text{ kW}$ ,

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{30 \text{ kW} \cdot 1,3}{8,77 \text{ kW} \cdot 0,95 \cdot 1,04} = 4,5 = 5 \text{ řemenů.}$$

Vypočteno: 5 řemenů SPA – 3 150 ČSN 02 3112.

Síla na ložiska a hřídel (pracovní předpětí)

$$F_u \approx 2F = 2 \cdot \frac{P}{v} = \frac{2 \cdot 30\,000 \text{ W}}{15,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} \approx 4\,000 \text{ N}$$

Srovnání a rozbor

a) jednoduchý kožený řemen  $170 \times 5 = 5\,000$ ,  $A = 1\,516,8 \text{ mm}$ ,  $F_u = 5 \text{ kN}$

b) 5 řemenů C – 3 550,  $A = 1\,023,6 \text{ mm}$ ,  $F_u = 3,16 \text{ kN}$ ,

c) 5 řemenů SPA – 3 150;  $A = 960,8 \text{ mm}$ ,  $F_u = 4 \text{ kN}$

Optimální je alternativa b).

### 3.4 Montáž a demontáž.

#### Provoz, údržba a bezpečnost řemenových převodů

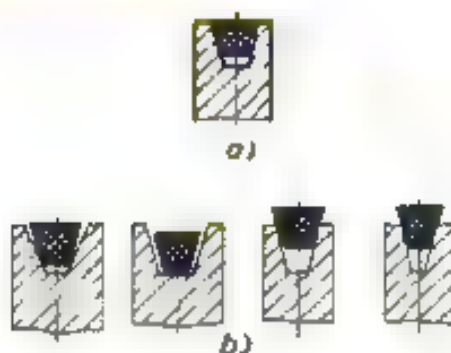
**Montáž a demontáž** Řemenice se zpravidla hsuji na hřídel s malým přesahem, malé ručně, ostatní pod lisem nebo v přípravcích. Často se ještě používají pery

Dovolené radiální házení řemenic a kladek bývá zpravidla (0,000 2 až 0,000 5)  $D$  a boční házení (0,000 5 až 0,001)  $D$ .

Ke snímání kotoučů s hřídele používáme stahováků nebo součástí demontujeme pod lisem.

Obě řemenice musí ležet v jedné rovině, jinak by docházelo u plochého řemenu ke spadávání a u klínového řemenu k nadměrnému opotřebení. Při větších rychlostech je nutno řemenici vyvážit.

**Natahování bezkoncového řemenu** Plochy řemen se nejprve navleče na malou řemenici a pak se při mírném pootáčení natahne na velkou řemenici. Klínový řemen musí v drážce správně sedět, nelze tedy použít ani menší, ani větší průřez řemenu (obr. 20). Klínové řemeny se nasazují při zmenšené osové vzdálenosti a pak se napínají způsoby podle kap. 3.2.3.



Obr. 20. Poloha řemenu v klínové drážce  
a) správně, b) špatně

## Záběh řemenového pohonu

**Plochy řemen.** Po krátkém čase chodu se řemen poněkud prodlouží. Je nutno jej natřít na náběžné straně tukem, aby prokluzoval. Vzniklým teplem se tuk rozpustí, vsákne se do řemenu, který se tím zkrátí asi o 2 %. Přínavé prostředky proti prokluzu, např. kalafuna, činí kůži tvrdou a křehkou.

**Bezpečnostní předpisy.** Všechny opásané převody jsou za chodu zdrojem zvýšeného nebezpečí úrazu. Zásady:

Nosit přiléhavý oděv. Volné a široké rukávy, dlouhé a nechráněné vlasy jsou příčinami úrazů (mohou je zachytit i hladké hřídele).

Nesaha nikdy holou rukou na běžící řemen nebo lano!

Veškerá ochranná zařízení je možno z převodu sejmut pouze za klidu stroje (při opravě).

Nahazování a shazování řemenu rukou se smí provádět pouze za klidu stroje!

### OTÁZKY A ÚKOLY

1. Je možno přenášet řemenovými převody kroucí momenty mezi hřídeli rovnoběžnými, různoběžnými i mimoběžnými? Nakreslete příslušná schémata.
2. Vysvětlíte, která část pásu je ochablá, která napjatá a proč? Proč má být ochablá část pásu nabohť?
3. Jak je možno zvýšit úhel opásání řemenic?
4. Na obr. 12a jsou konce hřidelů slepeny. Jakým směrem musí tento spoj nabíhat na řemenici a proč?
5. Navrhněte včetně materiálu a načrtněte velkou řemenici pro příklad počítaný v kap. 3.3.4. (alternativa b).
6. Proveďte kontrolu napětí v řemenecích v příkladu v kap. 3.3.4. [a) 3,3 MPa, b) 4,75 MPa, c) 7,44 MPa vše  $< \sigma_B$ ]
7. Vysvětlíte podle obr. 20 správnou a špatnou polohu klinového řemenu v drážce řemenice.
8. Vypočítejte a navrhněte pohon ventilátoru plochým ohebným koženým řemenem. Elektromotor má výkon 18,5 kW,  $n_d = 1450 \text{ min}^{-1} \approx 24,2 \text{ s}^{-1}$ , otáčky ventilátoru  $n_B = 720 \text{ min}^{-1} \approx 12 \text{ s}^{-1}$ . Z konstrukčních důvodů nemá být  $D$  větší než 500 mm a vzdálenost os  $A' = 800 \text{ mm}$ . Skluz je 2 %, ventilátor pracuje 8 h denně, záběrový moment je maximálně dvojnásobný než jmenovitý [ $i = 2,04$ ,  $d = 250 \text{ mm}$ ,  $D = 500 \text{ mm}$ ,  $v = 19 \text{ m s}^{-1}$ ,  $F = 974 \text{ N}$ , řemen  $140 \times 4 = 2800$ ,  $F_u \approx 3900 \text{ N}$ ]
9. Navrhněte tentýž pohon za stejných podmínek pomocí klinových řemenů. [ $i = 2,04$ ,  $d_p = 250 \text{ mm}$ ,  $D_p = 300 \text{ mm}$ , 3 řemeny B — 2800 mm ČSN 02 3110]

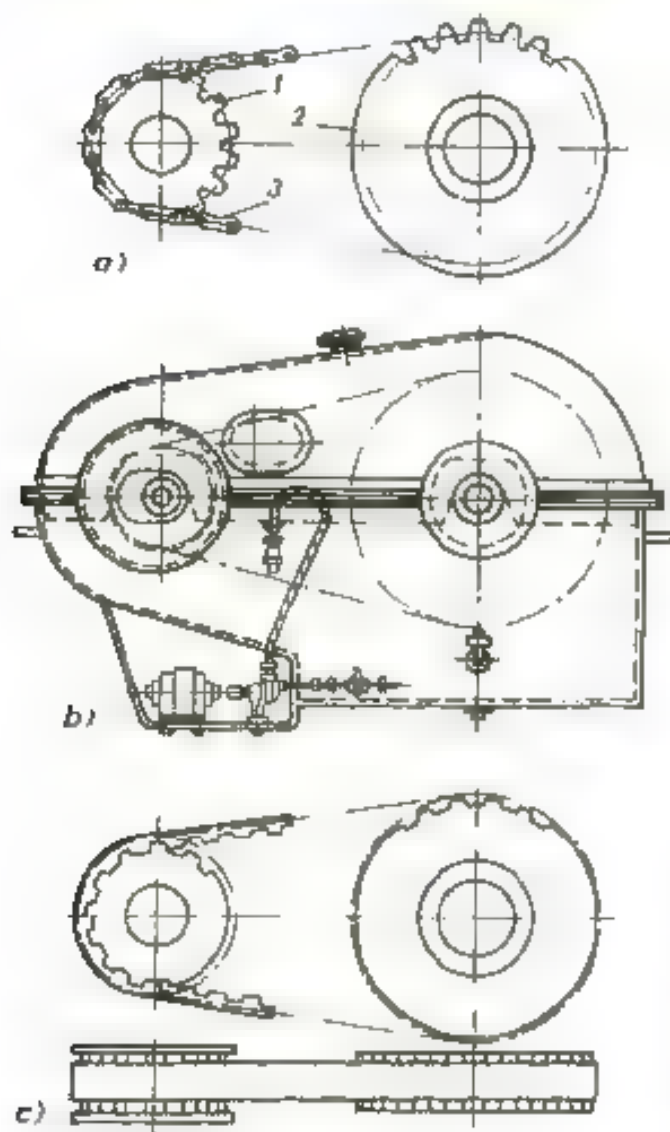


#### 4 OPÁSANÉ PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM – ŘETĚZOVÉ PŘEVODY A PŘEVODY OZUBENÝMI ŘEMENY

Obvodová síla se přenáší tvarovým stykem z hnacího hřídele na tažný člen tj. z ozubeného kola na řetěz nebo ozubený řemen a z něho na hnane kolo.

Tyto převody se používají pro různé účely ve všech odvětvích strojírenství, např. u textilních, zemědělských a stavebních strojů, u vozidel a zdvihačů. Při speciálním provedení řetězu slouží jako unášecí elementy, např. u linek s plynulým pohybem v hromadné výrobě, u pohyblivých schodišť apod.

Hodí se pro rovnoměrný přenos kroutícího momentu na střední vzdálenosti. Provedení opásaných převodů s tvarovým stykem je na obr. 21.



Obr. 21 Opásané převody s tvarovým stykem

a) jednoduchý řetězový převod 1 – hnací řetězové kolo, 2 – hnane řetězové kolo, 3 – hnací řetěz, b) složitější řetězový převod s napínacím zařízením a účinným mazáním uzavřený ve skříni; c) převod ozubeným řemenem

## Výhody

použitelnost i při značných vzdálenostech hřídelů (až 5 m) a při velké účinnosti (až 95 %).

menší namáhání hřídelů a ložisek než u řemenových převodů, možnost pohonu několika hřídelů jedním řetězem (uhel opasání stačí  $\beta \geq 90^\circ$ ).

## Nevýhody

poměrně vysoká cena,

hlučnost chodu,

chod převodu není zcela rovnoměrný během jedné otáčky, zejména při malém počtu zubů malého řetězového kola,

převod je choulostivý na přesnou montáž (celý převod musí být přesně v rovině),  
nevhodný při periodickém reverzování běhu za chodu stroje

Řetězové převody se rozdělují podle druhu použitých řetězů

a) převody s článkovými (svažovanými) řetězy používají se převážně u zdvihačů  
vzhledem k malé dovolené rychlosti),

b) převody s kloubovými řetězy,

c) převody se zubovými řetězy

d) převody s lamelovými řetězy (u variátorů).

galliov  
pouzdrový,  
válečkový  
Ewartův

## 4.1 Součásti řetězových převodů

### 4.1.1 Řetězy

Přehled řetězů používaných u řetězových pohonů je v tab. 12

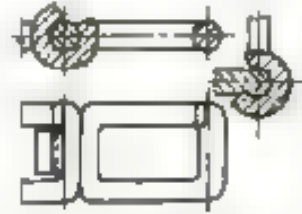
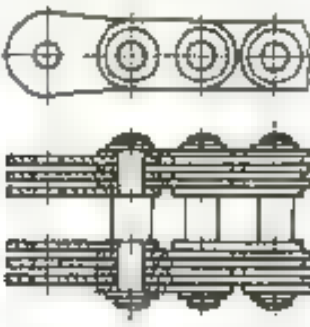

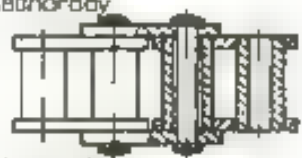

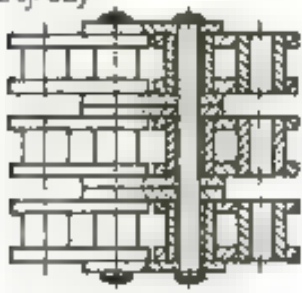
Dříve jsme veškeré hnací řetězy dovažovali z kapitalistických států. Po osvobození jsme byli hospodářskou biotádou nuceni zavést jejich výrobu u nás. Dnes vyrábíme v ČZM ve Strakonici kvalitní řetězy, které vyvážíme do celého světa.

Kloubové řetězy jsou buď bezkoncové, tj. nerozebiratelné, nebo časěji rozebiratelné (možnost zkrácení). Spojení řetězu se provádí vnějším spojovacím článkem (spojkou) se závěrem (pojistkou) (obr. 23). Potom je nutný sudý počet článků. Při lichém počtu článků je nutno použít zvláštního doplňovacího článku (křiveneho). Ten se však má používat co nejmeně, poněvadž zmenšuje pevnost řetězu. Při volbě řetězu se však u válečkových a pouzdrových řetězů uvádí lichý počet článků, protože spojka se do počtu článků nepočítá – například řetěz 51 článků 08 B – 1 ČSN 02 33112.


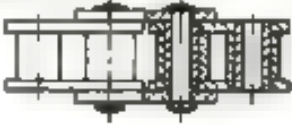
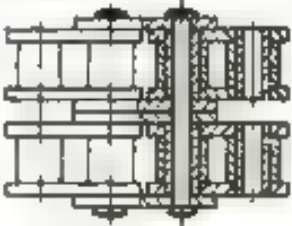
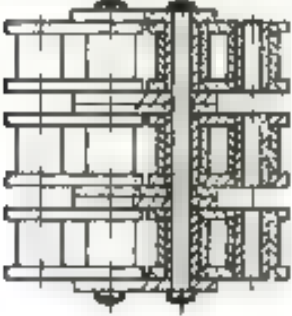

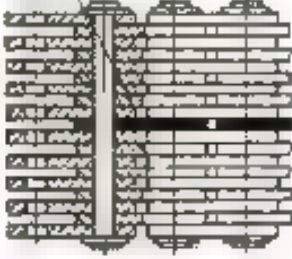
### 4.1.2 Řetězová kola

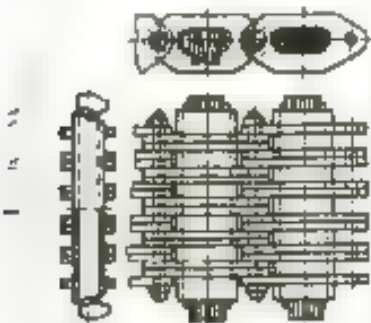
Řetězová kola pro válečkové a pouzdrové řetězy jsou normalizována v ČSN 01 4811 (viz ST1), kde jsou i příslušné vzorce pro výpočet

**Tah. 12** Hnací řetězy

Název a obrázek	Charakteristika a použití
<p><i>Ewarátor</i> – ČSN 02 3372</p> 	<p>Články z temperované litiny  Rozebírání článků pootočením o 90° (na obr. vpravo).  Převod hluchý a málo přesný  Použití pro malé rychlosti (do 1 m s<sup>-1</sup>) a pro F = 1 až 50 kN. –  L. dopravníků a zemědělských strojů</p>
<p><i>Galtr</i> – ČSN 02 3330</p> 	<p>Pásmce jsou otočně uloženy na osazených čepch svorníků.  Počet pásmic 2 až 8.  Použití pro velká zatížení a malé rychlosti (do 0,5 m s<sup>-1</sup>).  Ke zdvihání a přenosu břemen u kladkostrojů, jeřábů,  nákladních výtahů apod.</p>
<p><i>Pouzdrový</i></p>  <p><i>jednorady</i></p>  <p><i>dvourady</i></p>  <p><i>trojřady</i></p> 	<p>Princip pouzdrového řetězu je vysvětlen v obr. 22a.  Použití, a) rychloběžný – ČSN 02 3321  pro střední (6 až 12 m s<sup>-1</sup>) a vyšší rychlosti (nad 12 m s<sup>-1</sup>),  např. motorová vozidla,  b) pomaloběžný – ČSN 02 3329  k přenosu velkých sil při malých obvodových rychlostech  (max. do 3 m s<sup>-1</sup>), např. u zemědělských strojů a transportních  zařízení.  Vyrábí se pouze jako jednořadý.</p>

*Pokračování*

Název a obrázek	Charakteristika a použití
<p data-bbox="220 309 331 342">Válečkový</p>  <p data-bbox="204 499 336 533">jednořády</p>  <p data-bbox="204 667 336 701">dvouřády</p>  <p data-bbox="204 936 336 969">trojřády</p>  <p data-bbox="153 768 177 891" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Kloubové</p>	<p data-bbox="563 309 1023 342">Princip válečkového řetězu je v <i>obr. 22b</i></p> <p data-bbox="563 365 1326 465">Použití a) normální řetěz ČSN 02 331 t pro střední (6 až 12 m s<sup>-1</sup>) a vyšší rychlosti (nad 12 m s<sup>-1</sup>), např. motorová vozidla.</p> <p data-bbox="563 465 1326 566">b) řetěz s dlouhou roztečí ČSN 02 331 5 pro nižší obvodové rychlosti (do 6 m s<sup>-1</sup>), např. zemědělské stroje</p> <p data-bbox="563 566 842 600">Jsou pouze jednořadé</p>
<p data-bbox="220 1384 432 1417">Zubový (Renoldův)</p>  <p data-bbox="209 1574 288 1608">vnitřní vedení</p>  <p data-bbox="153 1574 177 1675" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Zahradec</p>	<p data-bbox="563 1384 1241 1451">Použití pro nejvyšší namáhání a rychlost (v olejové lázni až 30 m s<sup>-1</sup>), běží bezhlukově.</p> <p data-bbox="563 1451 1082 1485">Pro náhon rozvodu u spalovacích motorů.</p> <p data-bbox="563 1507 970 1541">Těžší a dražší než kloubové řetězy</p> <p data-bbox="563 1541 930 1574">U nás zatím není normalizován.</p>

Název a obrázek	Charakteristika a použití
<p data-bbox="336 304 432 331">Lanec</p> 	<p data-bbox="687 304 1457 409">Skládá se z několika řad ocelových pásů, které jsou střídavě navlečeny na kalené špy. Do pásů jsou vložena oválná pouzdra, v nichž jsou uloženy klinovitě lamely s nosy na obou stranách.</p> <p data-bbox="687 427 1457 533">Použití: Pro řetězový variátor typu Z (PIV) (viz kap. 5), kde lamely zabírají svými nosy do radiálních drážek kuželových kotoučů</p>

Male řetězové kolo (pastorek) má malý lichý počet zubů  $z_1$ , kdežto velké kolo sudý počet  $z_2$ , aby se celý řetěz opotřebovával rovnoměrně. Pro řetězy s valečky se počet zubů pastorku volí takto  $\rho$

$z_1 \geq 17$  u řetězů s roztečí  $t \leq 9,525$  mm,

$z_1 \geq 19$  u řetězů s roztečí  $t > 9,525$  mm,

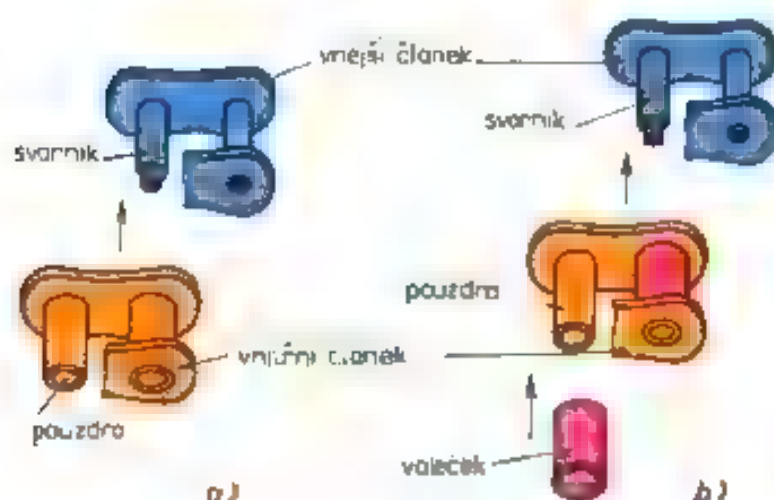
$z_1 < 17$  jen výjimečně.

Konstrukční provedení řetězových kol je v *obr. 24*. Řetězové pastorky se vyrábějí z oceli 11 600 nebo 11 700, u motocyklů z cementační oceli 12 020. Velká řetězová kola se zhotovují nejčastěji z litiny nebo z oceli na odlitky.

## 4.2 Základy teorie

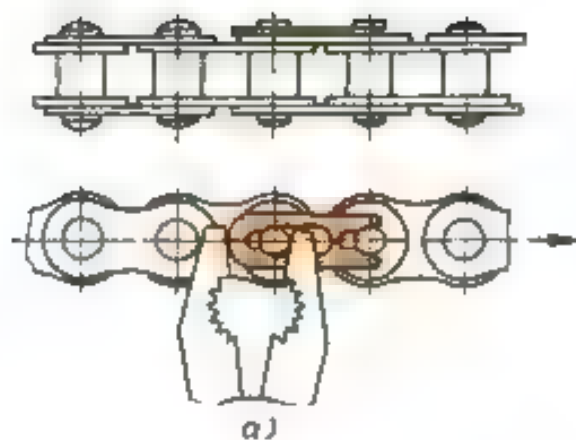
Převodové číslo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

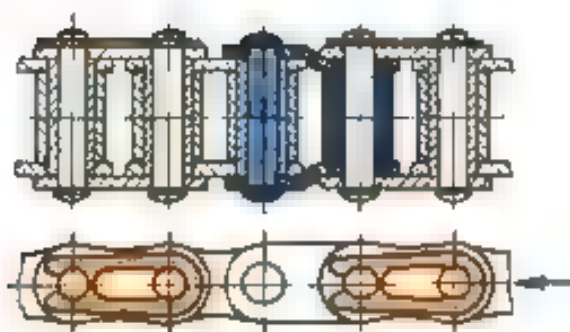


Obr. 22 Princip pouzdrového řetězu (a), válečkového řetězu (b)





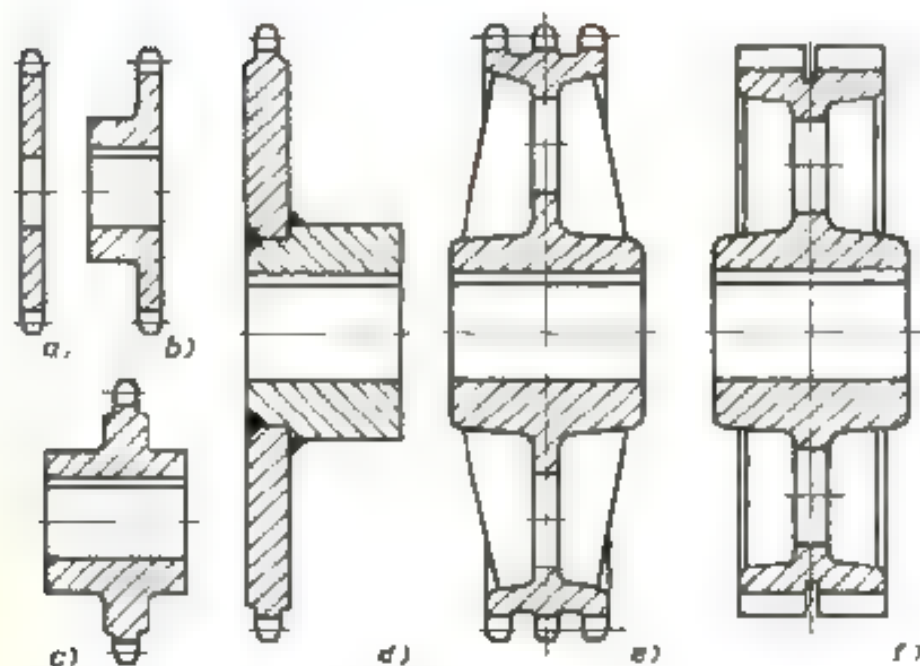
a)



b)

Obr. 23. Spojení válečkového řetězu

a) spojovací článek vnější pro spojení řetězu se sudým počtem článků, b) spojovací křivený článek pro spojení řetězu s lichým počtem článků



Obr. 24. Konstrukční provedení řetězových kol

a) kolo ploché (kotoučové) – z plechu, b) kolo s jednostranným nábojem – lité nebo kované, c) kolo s oboustranným nábojem – lité nebo kované, d) kolo svařované, e) větší řetězové kolo pro těžké řetězy – lité, f) řetězové kolo pro zubový řetěz s vnějším vedením

Maximální převodové číslo bývá

$i_{\max} = 8$  u řetězů s roztečí  $t \leq 9,525 \text{ mm}$ ,

$i_{\max} = 6$  u řetězů s roztečí  $t > 9,525 \text{ mm}$ .

Vzdálenost os  $a = (30 \text{ až } 80) t$ , nejvýhodnější  $a = 40t$ .

Rychlost řetězu:

$$v = \pi \cdot D \cdot n$$

Protože  $\pi \cdot D = z \cdot t$ , je  $v = z \cdot t \cdot n$

Řetěz je namáhán celkovou tahovou silou

$$F_t = F + F_c,$$

kde  $F = P/v$  je obvodová síla od přenášeného výkonu  $P$ ,

$F_c = m \cdot v^2$  – obvodová síla způsobená odstředivou silou,

$m'$  – hmotnost 1 m řetězu (STI).

Ph obvodových rychlostech  $v < 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je vliv odstředivé síly zanedbatelný

Účinnost správně voleného řetězového převodu je až 98,5 %. Značně však klesá se zmenšujícím se počtem zubů pastorku.

Dovolené zatížení převodových řetězů se určuje podle opotřebení v člancích a na něm závislého vytahání řetězu, které nemá přesáhnout v průměru 2 % při rovnoměrném opotřebení a vhodném počtu zubů. V každém případě se předpokládá možnost dalšího napnutí.

Na těchto teoretických základech a zkušenostech z praxe je založen praktický výpočet podle ČSN (platí pro válečkové a pouzdrové řetězy).

### 4.3 Výpočet řetězového převodu podle ČSN 01 4809

Poměrně složitý výpočet lze rozdělit na šest částí (tab. 13).

*Příklad výpočtu*

Pásový dopravník pro kusové zboží je poháněn elektromotorem s převodovkou o výkonu  $P = 2,2 \text{ kW}$  a otáčkách  $n_1 = 90 \text{ min}^{-1} = 1,5 \text{ s}^{-1}$  pomocí řetězového převodu. Otáčky hnacího bubnu dopravníku  $n_2 = 30 \text{ min}^{-1} = 0,5 \text{ s}^{-1}$ . Osová vzdálenost není konstrukcí omezena. Navrhněte a zkontrolujte řetěz a řetězová kola (Postup výpočtu podle tab. 13.)

1. Návrh řetězu

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1,5 \text{ s}^{-1}}{0,5 \text{ s}^{-1}} = 3, \text{ volíme } z_1 = 19,$$

$$z_2 = i \cdot z_1 = 3 \cdot 19 = 57,$$

volíme předběžnou vzdálenost  $a' = 40t$  (optimální).

Ze STI pro převod z elektromotoru na dopravník pro kusový materiál určíme tyto součinitele  $Y = 2$ , výkonu  $\kappa = 0,73$ , mazání  $\mu = 1$  (pro výkon I, lehké, dokonale mazání kapkami) a provedení  $\varphi = 1$  (provedení A nebo B podle ČSN 02 3311).

Jmenovitý výkon:

$$P_i = \frac{P}{\alpha \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{2,2 \text{ kW}}{0,73 \cdot 1 \cdot 1} = 3 \text{ kW}.$$

Delkový činitel podle ST1:  $\rho = 1$ , protože volíme  $a' = 40t$  není třeba počítat  $P'$ ,  
činitel tlenu ST1:  $\lambda = 0,73$ .

Z diagramu v ST1 vyhovuje pro  $P_i = 3 \text{ kW}$  a  $n_1 = 90 \text{ min}^{-1}$  řetěz 16B - 1  
ČSN 023311

Rozměry a hodnoty (ST1):  $t = 25,40 \text{ mm}$ ,  $S = 210 \text{ mm}^2$ ,  $F_{p1} = 65 \text{ kN}$ ,  $m' = 2,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ .

## 2. Výpočet hlavních rozměrů řetězových kol

$$D_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = t \cdot x_1 = 25,40 \text{ mm} \cdot 6,0755 = 154,32 \text{ mm}.$$

Součinitel  $x$  ( $x_1, x_2, \dots, x_n$ ) se volí podle počtu zubů  $z$  (ST1).

$$D_{d2} = t \cdot x_2 = 25,40 \text{ mm} \cdot 18,1529 = 461,08 \text{ mm}.$$

## 3. Kontrola řetězu

$$v = \pi \cdot D_{d1} \cdot n_1 = \pi \cdot 0,15432 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ s}^{-1} = 0,727 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

$F_c$  se neuvažuje, protože  $v < 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,

$$F = \frac{P}{v} = \frac{2,2 \cdot 10^3 \text{ W}}{0,727 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 3026 \text{ N} = F_t$$

$$k_s = \frac{F_{p1}}{F_t} = \frac{65000 \text{ N}}{3026 \text{ N}} = 21,5 > 7, \text{ vyhovuje.}$$

$$k_d = \frac{F_{p1}}{F_t \cdot Y} = \frac{k_s}{Y} = \frac{21,5}{2} = 10,7 > 5, \text{ vyhovuje.}$$

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{3026 \text{ N}}{210 \text{ mm}^2} = 15,3 \text{ MPa},$$

ze ST1:  $p = 27,6 \text{ MPa}$ ,

$$p_D = p \cdot \lambda = 27,6 \text{ MPa} \cdot 0,73 = 20,1 \text{ MPa},$$

$p_p < p_D$ , vyhovuje.

## 4. Počet článků a vzdálenost os.

$$a' = 40t = 40 \cdot 25,40 \text{ mm} = 1016 \text{ mm}.$$

$$X = 2 \frac{a'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \cdot \frac{t}{a'} =$$

$$= 2 \cdot \frac{1016 \text{ mm}}{25,40 \text{ mm}} + \frac{19 + 57}{2} + \left( \frac{57 - 19}{2} \right)^2 \cdot \frac{25,40 \text{ mm}}{1016 \text{ mm}} = 118,9 \approx$$

$\approx 118$  (nejbližší sudý).

Skutečná vzdálenost os:

$$a = \frac{f}{8} \left[ 2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - K(z_2 - z_1)^4} \right] =$$

$$= \frac{25,4 \text{ mm}}{8} \left[ 2 \cdot 118 - 19 - 57 + \sqrt{(2 \cdot 118 - 19 - 57)^2 - 0,8121(57 - 19)^4} \right] =$$

$$= 1004 \text{ mm},$$

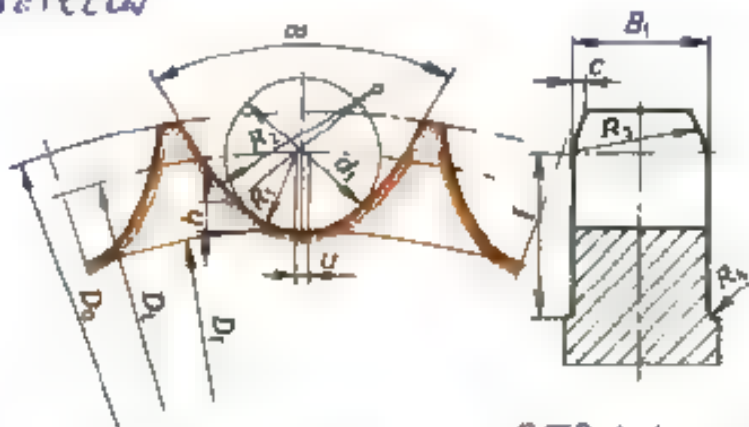
ze ST1 pro  $\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{118 - 19}{57 - 19} = 2,6 \Rightarrow K = 0,8121$

### 5. Předpis řetězu

Řetěz 117 článků 16 B - I ČSN 02 33112

$C$  - zaoblení zubu  $(0,1)d_1$ ,  $D_t = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$  - rozst. br.

$d_1$  -  $\phi$  válečku



$D_f = D_t - 2R_1$  - patní  
 $D_a = D_t + 0,5d_1(z \leq 16)$   
 $f$  - rozdíl poloměrů  
 rozst. br. ( $D_t$ ) a řetězu  
 $f = 0,7P$  - pro norm. rozst. řetěz

Obr. 25. Rozměry řetězového kola

STB tab. - str. 550 - výprůt

### 6. Výpočet rozměrů řetězových kol podle ČSN 01 4811 (ST1) obr. 25):

$d_1 = 17,02 \text{ mm}$ ,  $D_{t1} = 154,32 \text{ mm}$ ,  $D_{t2} = 461,08 \text{ mm}$ ,  
 $D_{f1} = D_{t1} - d_1 = (154,32 - 17,02) \text{ mm} = 137,30 \text{ mm}$ ,  
 $D_{f2} = D_{t2} - d_1 = (461,08 - 17,02) \text{ mm} = 444,06 \text{ mm}$ ,  
 $D_{a1} = D_{t1} + 0,6d_1 = (154,32 + 0,6 \cdot 17,02) \text{ mm} = 164,53 \text{ mm}$ ,  
 $D_{a2} = D_{t2} + 0,6d_1 = (461,08 + 0,6 \cdot 17,02) \text{ mm} = 471,29 \text{ mm}$ ,  
 $\alpha_1 = 60^\circ$ ,  $\alpha_2 = 50^\circ$ , - úhel boku zubu  $d = 60^\circ$  pro  $z = (17-40)$  a  $50^\circ$   $z > 40$   
 $u = 0,02d_1 = 0,02 \cdot 17,02 \text{ mm} = 0,34 \text{ mm}$ , - vzd. mezi středy poloměrů dna zubu  
 $h = 0,18d_1 = 0,18 \cdot 17,02 \text{ mm} = 3,06 \text{ mm}$ , - vzd. mezi dnem a přechodem  
 $R_1 = 0,503d_1 = 0,503 \cdot 17,02 \text{ mm} = 8,56 \text{ mm}$ , - poloměr dna mezi  $R_1$  a  $R_2$   
 $R_2 = 1,3d_1 = 1,3 \cdot 17,02 \text{ mm} = 22,13 \text{ mm}$ , - poloměr přechodové kružnice  
 $R_3 = 25,53 \text{ mm}$ , - poloměr zaoblení zubu  
 $B_1 = 15,32 \text{ mm}$ ,  $f = 17,80 \text{ mm}$ ,  $c = 2,00 \text{ mm}$  (ze ST1),  
 Drsnost povrchu  $R_a = 6,3$ .

Maximální dovolená obvodová hřzivost patní kružnice

kolo 1  $0,0007D_{f1} + 0,076 \text{ mm} = 0,0007 \cdot 137,30 \text{ mm} + 0,076 \text{ mm} = 0,172 \text{ mm}$ ,  
 volně 0,15 mm,

kolo 2  $0,0007 \cdot 444,06 \text{ mm} + 0,076 \text{ mm} = 0,387 \text{ mm}$ , volně 0,30 mm.

Maximální dovolená čelní hazivost patní kružnice

kolo 1:  $0,0009D_{c1} + 0,076 \text{ mm} = 0,0009 \cdot 137,30 \text{ mm} + 0,076 \text{ mm} = 0,200 \text{ mm}$ ,

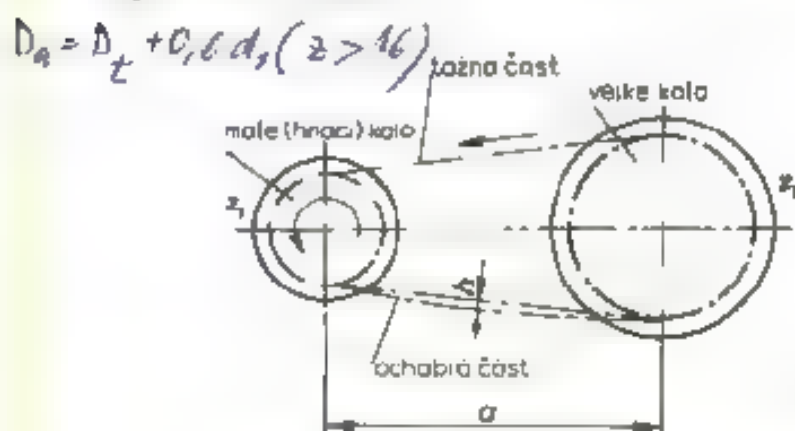
volíme 0,20 mm,

kolo 2:  $0,0009 \cdot 444,06 \text{ mm} + 0,076 \text{ mm} = 0,476 \text{ mm}$ , volíme 0,40 mm.

#### 4.4 Montáž, provoz, údržba a opravy řetězových převodů

Montáž řetězového převodu se skládá z ustavení a namontování řetězových kol na hřídele, z navlečení řetězu a seřízení převodu. Aby řetěz správně nabíhal na zuby řetězových kol, kontroluje se rovnoběžnost hřídelů a vzájemné přesazení řetězových kol (možnost axiálního posuvu jednoho z kol).

Řetěz má být napnut tak, aby byl v ocelové části jistý průhyb (obr. 26). Napětí řetězu se dosáhne buď zvětšením vzdálenosti os (posunutím jednoho kola), nebo napínacími kladkami.



Obr. 26. Průhyb řetězu –  $h_{min} = 0,0 \cdot a$ , nejčastěji  $h = 0,02a$

Údržba spočívá hlavně v zajištění dobrého a dostatečného mazání. Způsoby použitelného mazání jsou závislé zejména na rychlosti řetězu (viz ST1 tabulku pro činitele tření  $\lambda$ ). Mazivo má být přiváděno na vnější stranu řetězu blíže hnacího kola. Kromě mazání je třeba řetěz chránit před prachem a nečistotou.

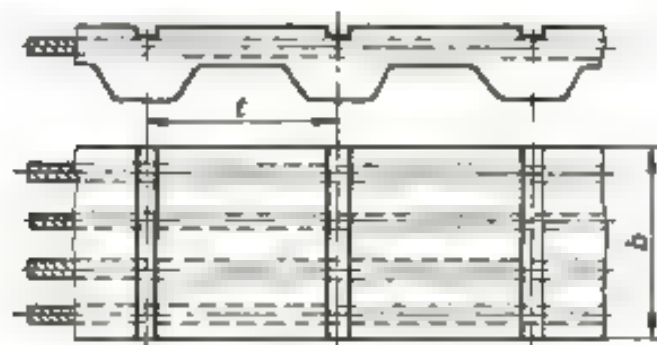
Asi po půlročním provozu je nutno řetěz vymýt v petroleji a pak namočit do horkého tuku. Použije-li se řetěz znovu, musí se nasadit stejnou vnitřní stranou a zachovat stejný smysl běhu řetězu. Jestliže se řetěz vymění, je vhodné vyměnit i řetězová kola, jinak nebudou kola a řetěz správně zabírat. Po provedení opravy je třeba opět namontovat všechna bezpečnostní zařízení, která jsou v podstatě stejná jako u řemenových převodů.

#### 4.5 Převody ozubenými řemeny (obr. 21c)

Tyto převody slučují výhody řemenových a řetězových pohonů a používají se s úspěchem v poslední době např. u sílicích a kancelářských strojů, i pro pohony rozvodových hřídelů u spalovacích motorů (Tatra 613). Dovoľují rychlosti až  $80 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



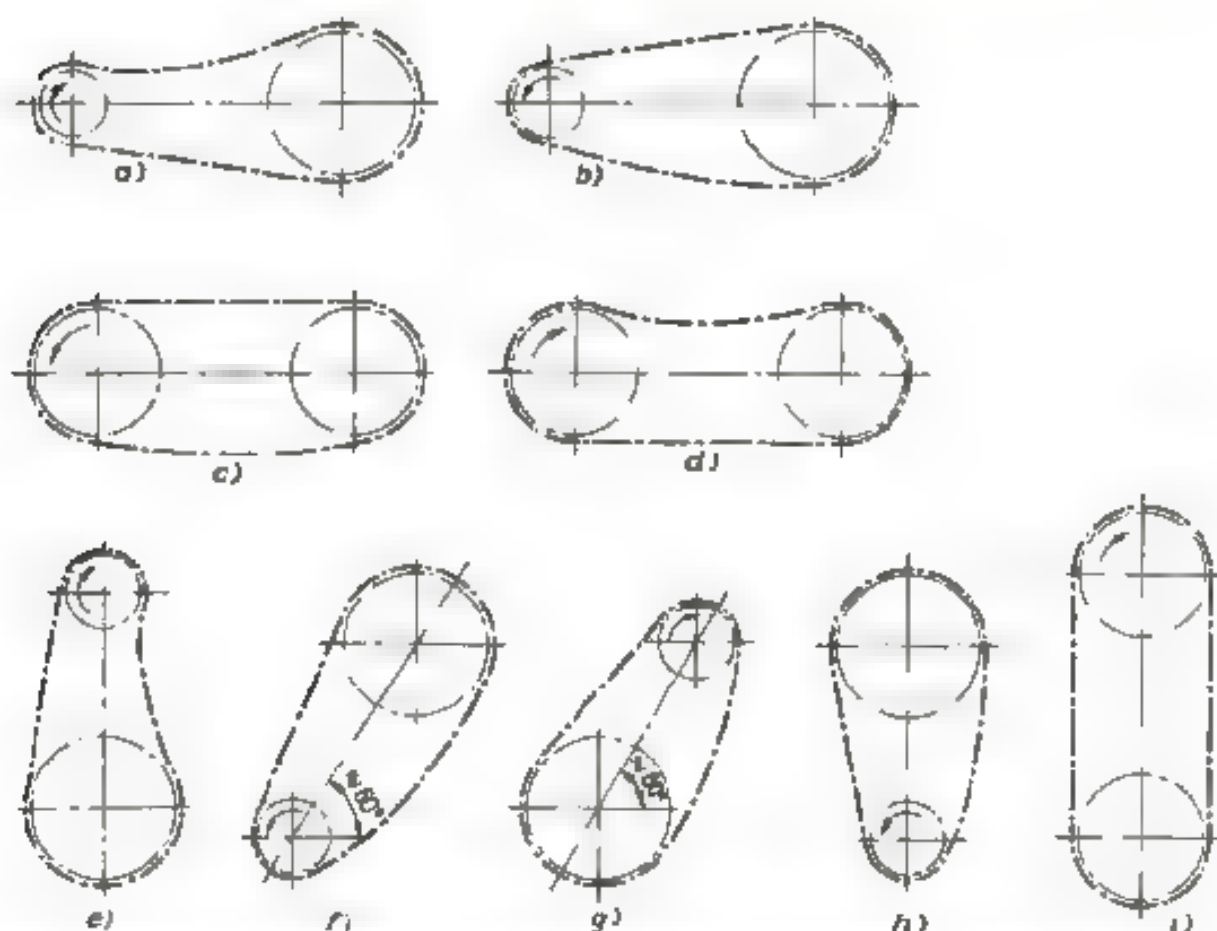
Tažným členem je zde plochý řemen s lichoběžníkovými zuby na vnitřn. straně (obr 27). Materiály jsou akrylonitrilový nebo polyuretanový kaučuk, popř. polyamid, které vzdorují chemikáliím, minerálním olejům a benzínu. Pro zvýšení pevnosti jsou v řemenu zalita ocelová lanka. Vyrábějí se v šířkách od 6 do 127 mm a v roztečích od 5,080 do 31,750 mm.



Obr 27 Zubový řemen

Hnací a hnaná kola mají frézované ozubení nebo jsou vyrobena tlakovým litím ze zinkových nebo hliníkových slitin. Napínací kladky mají hladký povrch. Aby řemen stranově nespadával, mívá obvykle malé kolo okraje, velké kolo ne.

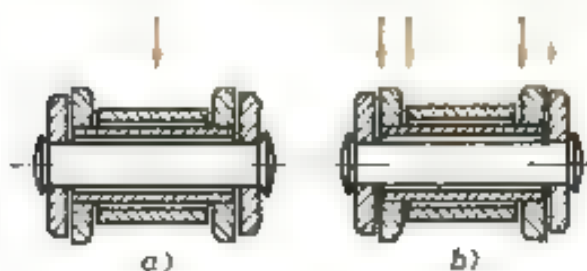
Rozměry řemenů a kol jsou udány ve standardech RVHP RS 4696 až 4698-74.



Obr 28 Správné, méně příznivé a nevhodné řešení řemenových převodů (šipkou je vyznačeno hnací kolo)

## OTAZKY A ÚKOLY

1. Pro jaké parametry ( $P$ ,  $n$ ,  $a$ ) se hodí řetězový převod? Uvažte, zda by byl řetězový převod vhodný pro pohon pístového kompresoru z příkladu výpočtu v kap. 3.3.4
2. Na obrázku 28 je nakresleno 9 případů uspořádání řetězových převodů. Ohodnoňte známkou 1 čtvř převody, které pokládáte za vhodné, známkou 2 tři převody méně vhodné a známkou 3 nevhodné uspořádání. Zdůvodněte své rozhodnutí.
3. Vysvětlete rozdíl mezi pouzdrovým a válečkovým řetězem. Vyhodnoňte tento rozdíl. Nacrtněte články (vnější a vnitřní) těchto dvou řetězů.
4. V textu se doporučují i ušlechtlé a sudé hodnoty některých veličin řetězových převodů. Řekněte, jaký má pokud možno být a) počet zubů hnacího kola, b) počet zubů hnacího kola, c) počet článků bezkoncového řetězu. Vysvětlete proč.
5. V obrázku 29 jsou dvě možnosti přívodu oleje k článku řetězu. Uvažte, která z nich je správná a proč.



Obr. 29. Ukázka správného a špatného mazání válečkového řetězu

6. Pro pohon dopravníku sypkého materiálu je použit elektromotor s převodovkou o výkonu  $P = 0,15 \text{ kW}$  a  $n_1 = 36 \text{ min}^{-1} = 0,6 \text{ s}^{-1}$ . Převod je řetězem 08 B – I ČSN 02 3311 s převodovým poměrem  $i = 3,18$ . Vzdálenost os má být  $a = 530 \text{ mm}$ , průměr roztečné kružnice malého kola  $D_{f1} = 90 \text{ mm}$ . Vypočítejte:
  - a) počet zubů  $z_1$  (lichý) a skutečný průměr roztečné kružnice  $D_{f1}$  malého řetězového kola,
  - b) otáčky  $n_2$ , počet zubů  $z_2$  a průměr roztečné kružnice  $D_{f2}$  velkého řetězového kola,
  - c) počet článků řetězu  $X$  a vzdálenost os  $a$ ,
  - d) rychlost řetězu  $v$ ,
  - e) zkontrolujte řetěz na pevnost a trvanlivost.

[a) 23, 93,27 mm, b) 11,3  $\text{min}^{-1}$ , 73, 295,20 mm, c) 134, 536,6 mm, d) 0,176  $\text{m s}^{-1}$ , e)  $F = 892 \text{ N}$  řetěz vyhovuje, protože  $k_s = 21,7$ ,  $k_d = 10,7$ ,  $p_p = 17 \text{ MPa} < p_D = 23 \text{ MPa}$ ]

## 5 PŘEVODY S PLYNULOU REGULACÍ OTÁČEK — VARIÁTORY

Jedním z požadavků hospodárneho provozu rôznych zařízení je potřeba plynule regulace otáček. K tomu účelu byla vyřešena celá řada mechanických, elektrických a hydraulických zařízení. Praxe však prokázala, že požadavky na hospodárny provoz, jednoduchost řešení, spolehlivý chod, lehkou ovladatelnost, vysokou účinnost, snadnou obsluhu, vysokou životnost a nízké pořizovací náklady nejlépe splňují variátory. Hlavní výhodou těchto převodů je, že lze měnit otáčky hnaného stroje i za chodu. Konstrukčně je možno variátory provést jako převody třecí (zejména v přístrojové technice), řemenové a řetězové.

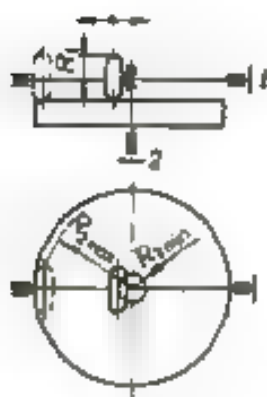
Nejdůležitější typy variátorů jsou v tab. 14.

### Regulační rozsah otáček

a) *jednostupňový převod (obr. 30)*

$$R_1 = \text{konst.}, \quad R_2 = R_{2\min} \text{ až } R_{2\max}$$

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1}, \quad i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1}.$$

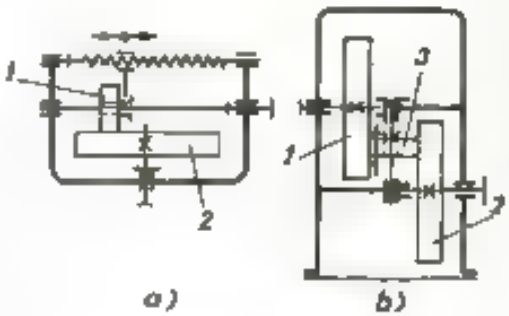
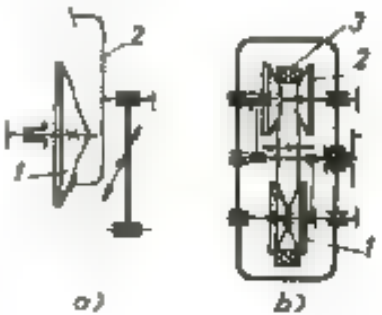
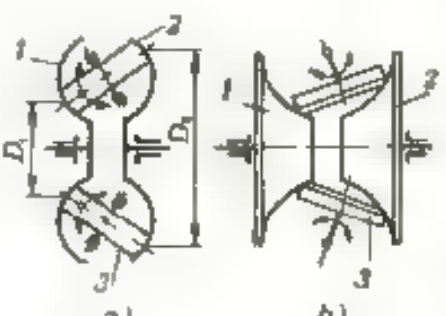


Obr. 30. Regulační rozsah otáček  
jednostupňového třecího variátoru  
s čelním koly

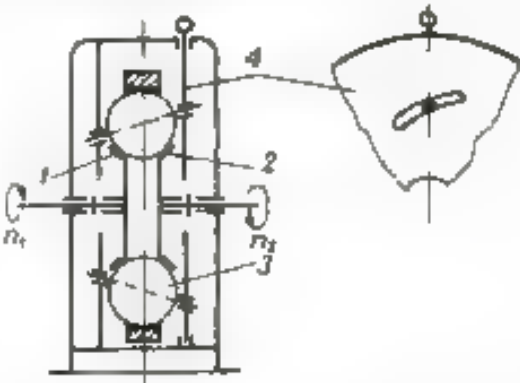
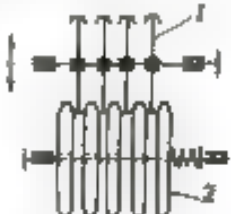
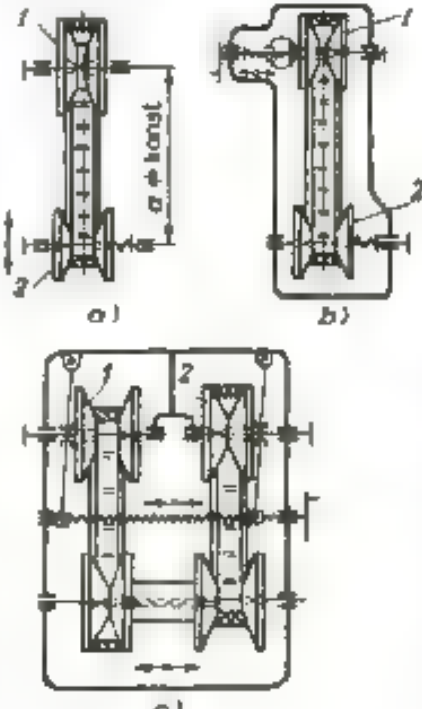
### Regulační rozsah

$$r = \frac{i_{\min}}{i_{\max}} = \frac{n_{2\min}}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_{2\max}}.$$

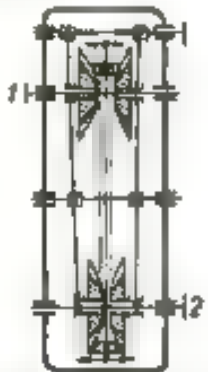
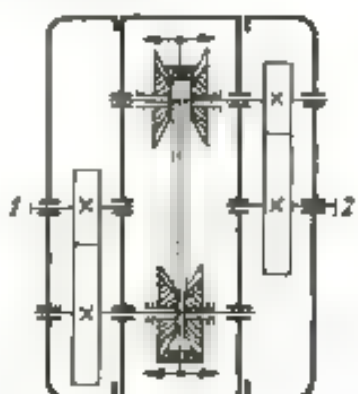
Tab. 14. Hlavní typy variátorů

Druh	Název a schéma	Charakteristické vlastnosti a použitelnost
Třecí	<p>s čelními třecími koly</p>  <p>a) b)</p>	<p>Nejjednodušší variátor Pro výkony až do 5 kW 1 – hnací kolo, 2 – hnáné kolo, 3 – převodový mezičlen a) Převod jednostupňový – regulační rozsah (viz str. 64) <math>r = 1,3</math> až <math>1,4</math> b) Převod dvoustupňový – <math>r = 1,8</math> až <math>10</math></p>
	<p>s kuželovými třecími koly</p>  <p>a) b)</p>	<p>a) S vnitřním a vnějším kuželovým kolem <math>P</math> do 100 kW, <math>r = 1,2</math> až <math>1,5</math> b) S dvěma páry osově posuvných kuželových kol a klenovou ocelovou obrouč (převodový mezičlen). V závislosti na velikosti odebraného mo- mentu se samočinně mění síla zaklinování ocelové obrouče do klínové drážky mezi koly, takže příslušná síla se samočinně reguluje v závislosti na zatížení. <math>P</math> do 10 kW, <math>r = 1,6</math> až <math>1,12</math> <math>\eta = 0,7</math> až <math>0,8</math></p>
	<p>s třecími koly s kruhovými plochami a výkyvnými převodními kotouči</p>  <p>a) b)</p>	<p>Složitá konstrukce. Pracná a drahá výroba. Účinnost <math>\eta</math> až 0,95 Regulační rozsah <math>r = 1,4</math> až <math>1,8</math></p>

Pokračování

Druh	Název a schéma	Charakteristické vlastnosti a použitelnost
1 vel.	<p>s křakovými třecími koly</p> 	<p>Pro regulační rozsah  <math>r = 1,9 \text{ až } 12</math>,  <math>P = 10 \text{ kW}</math>,  <math>\eta = 0,76 \text{ až } 0,92</math></p>
	<p>s diskovými třecími koly</p> 	<p>Vhodné pro přenos velkých výkonů do 800 kW  při regulačním rozsahu <math>r = 1,3</math> a do 300 kW  při <math>r = 1,4,5</math></p>
kl. m. v.	<p>s klínovými řemeny</p> 	<p>Jednoduchá konstrukce. Levné.  Pro přenos výkonů do <math>P = 50 \text{ kW}</math>,  účinnost <math>\eta = 0,8 \text{ až } 0,9</math>  Široký řemen.  a) Jednostupňový převod: regulace změnou vzdálenosti os. Řemenice 1 je pevná, 2 stavitelná, <math>r \leq 1,178</math>, <math>a = \text{konst}</math>.  b) Dvoustupňový převod: polovina každé řemenice je pevná, druhá posuvná. Regulační rozsah <math>r</math> do 1,32, <math>a = \text{konst}</math>.  c) Čtyřstupňový převod: nuceně přesuvné jsou vnější poloviny hnací a hnáné řemenice, u předlohy jsou automaticky přesuvné vnitřní části řemenic, které jsou spojeny</p>



Druh	Název a schéma	Charakteristické vlastnosti a použitelnost
Řetězové	<p>variátory řetězové</p> 	<p>Složitější a dražší než řemenové, ale trvanlivější.</p> <p>Pro <math>P</math> do 50 kW <math>\eta = 0,85</math> až <math>0,95</math>,  <math>r = 1,3</math> až <math>1,4, 5</math> až <math>1,6</math>.</p> <p>Dva páry kuželových radialně drážkovaných kotoučů axiálně přesouvatelých a nekonečný lamelový řetěz (viz kap. 4.1.1).</p> <p>Změna převodového poměru: jeden pár kotoučů se k sobě přitlačuje, druhý vázaně na prvním se oddaluje (dvoustupňový převod)</p>
	<p>variátory kombinované</p> 	<p>Zpravidla řetězový variátor s předlohami ozubených kol (variátory Z – výrobce TOS Kufina). Ve společné skříně bývá 1 předloha na vstupu a 1 až 3 předlohy na výstupu podle velikosti převodového poměru (značné snížení otáček).</p> <p>Poznámka. Variátory Z jsou výrobcem typizovány (viz firemní katalogy). TOS Kufina je druhým největším výrobcem variátorů v Evropě. V zahraničí jsou podobné variátory označeny PIV (Positive infinitely variable = bez skoku plynule měnitelný)</p>

## b) dvoustupňový převod (obr. 31)

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{D_{p2\min}}{D_{p1\max}}, \quad i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{D_{p2\max}}{D_{p1\min}},$$

pro  $D_{p1\min} = D_{p2\min} = D_{p\min}$ ,  $D_{p1\max} = D_{p2\max} = D_{p\max}$  je regulační rozsah:

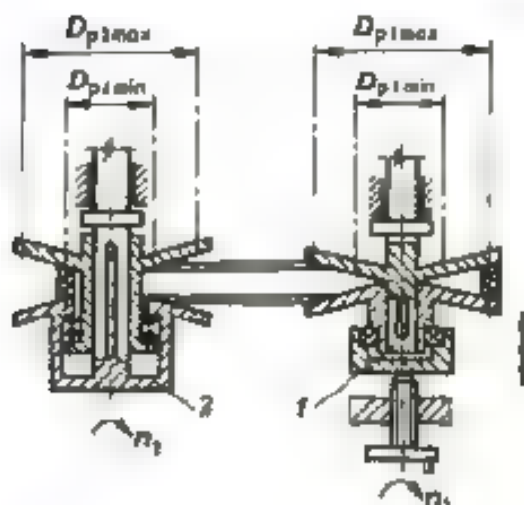
$$r = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{n_{2\min}}{n_{2\max}} = \left( \frac{D_{p\min}}{D_{p\max}} \right)^2$$

Například pro  $D_{p\max} = 200 \text{ mm}$ ,  $D_{p\min} = 100 \text{ mm}$ ,  $n_{2\min} = 100 \text{ min}^{-1}$ .

$$r = \left( \frac{100}{200} \right)^2 = 1,4$$

$$n_{2 \max} = \frac{1}{r} \cdot n_{2 \min} = 4 \cdot 100 \text{ min}^{-1} = 400 \text{ min}^{-1},$$

$$n_1 = n_{2 \min} \cdot \frac{D_{p \max}}{D_{p \min}} = 100 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{200}{100} = 200 \text{ min}^{-1},$$



Obr. 31. Výpočet regulačního rozsahu dvoustupňového variátoru řemenového nebo řetězového

### c) Čtyřstupňový převod (tab. 14)

Pro  $D_{p1} = D_{p2} = D_{p3} = D_{p4} = D_p$ :

$$r = \frac{i_{\min}}{i_{\max}} = \frac{n_{2 \min}}{n_{2 \max}} = \left( \frac{D_{p \min}}{D_{p \max}} \right)^4.$$

### OTAZKY A ÚKOLY

1. Porovnejte a technicko-ekonomicky vyhodnošte variátory třecí, řemenové a řetězové.
2. Odvoďte výraz pro výše uvedený regulační rozsah čtyřstupňového variátoru.
3. Dvoustupňový řetězový variátor je poháněn elektromotorem o otáčkách  $n_1 = 970 \text{ min}^{-1} \pm 16,17 \%$ . Dvojice kuželových kol se dají přestavit tak, že výpočtové průměry jsou  $D_{p \max} = 250 \text{ mm}$  a  $D_{p \min} = 120 \text{ mm}$ . Vypočítejte
  - a) maximální a minimální převodový poměr a regulační rozsah,
  - b) rozsah otáček hnaného hřídele.

[a) 2,08, 0,48, 1 ÷ 4,34; b) 466 až 2 021  $\text{min}^{-1}$ ]

## 6 KONTAKTNÍ PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM — PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Ozubený převod přenáší otáčivý pohyb a mechanickou energii z jednoho hřídele na druhý nuceně a bez skluzu. Používá se především pro převody se stálým převodovým poměrem a s malou osovou vzdáleností hřídelů.

⑤ Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivou funkcí, velkou životností, kompaktním uspořádáním a jednoduchou obsluhou.

④ Naopak vyroba ozubených kol vyžaduje speciální nástroje a obráběcí stroje, chyby ve výrobě mohou být příčinou chvění a hluku stroje za provozu.

Dvě spolupřevádějící ozubená kola tvoří soukoli (tab. 15, 16).

Podle tvaru křivek tvořících profily zubu (boční křivky) rozeznáváme ozubení

1. evolventní,

2. cykloidní.

### 6.1 Základy teorie ozubení

#### 6.1.1 Základní zákon ozubení

Hnací ozubené válcové kolo je správně, jestliže při stálé úhlové rychlosti udílí hnacímu kolu rovněž stálou úhlovou rychlost.

Na obrázku 32 se křivky  $p_1$  a  $p_2$  boků dvou zubů dotýkají v bodě  $A$ . Má-li hnací kolo 1 úhlovou rychlost  $\omega_1$ , pak je obvodová rychlost bodu  $A$  při otáčení kolem středem  $O_1$ :

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1$$

Uvažujeme-li jako střed otáčení bod  $O_2$ , má tentýž bod  $A$ , ale příslušný kolu 2, obvodovou rychlost:

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2$$

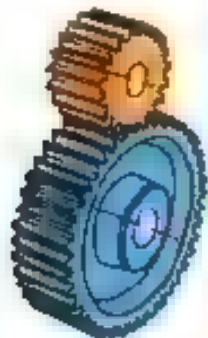



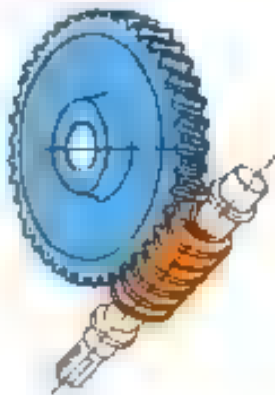
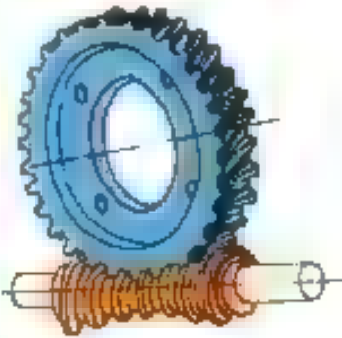
Z podobnosti trojúhelníků,

$$\triangle O_1 N_1 A \sim \triangle ABC, \quad \triangle O_2 N_2 A \sim \triangle ABD,$$

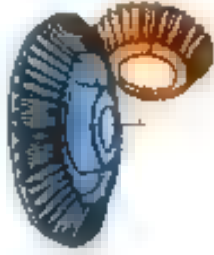



vychází vztah

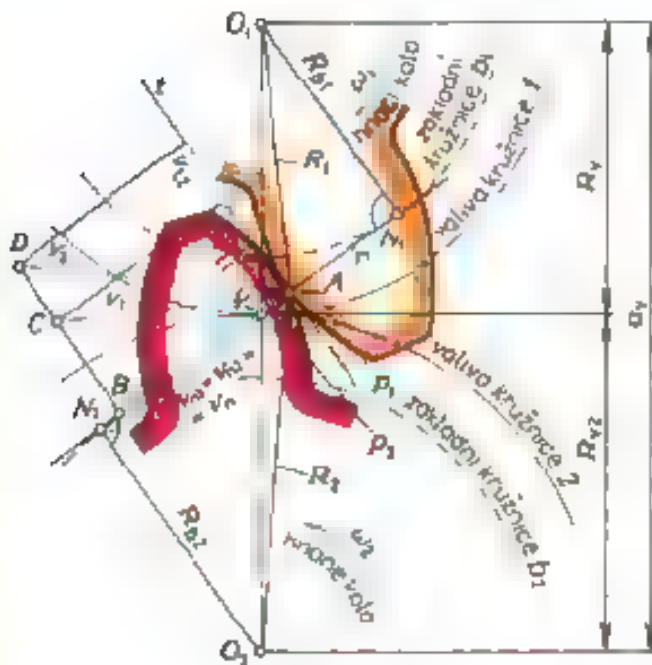
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = \text{konst}$$

**Tab. 15** Rozdělení soukolí podle vzájemného pohybu, podle vzájemné polohy os, tvaru kol a jejich zubů

<p>Valivá soukolí – boky zubů spolupřabírajících kol se pouze valí</p>	<p>Šroubová soukolí – boky zubů spolupřabírajících kol se po sobě valí a současně posouvají</p>
<p>Čelní soukolí – osy rovnoběžné</p> <p>a) čelní soukolí s vnějším ozubením</p> 	<p>Šroubová soukolí – osy mimoběžné</p> 
<p>b) čelní soukolí s vnitřním ozubením</p>  <p>c) čelní soukolí se zakřivenými zuby</p> 	<p>Šneková soukolí – osy mimoběžné</p> <p>a) valcový šnek a globoidní šnekové kolo</p>  <p>b) globoidní šnek a globoidní šnekové kolo</p> 

Pokračování










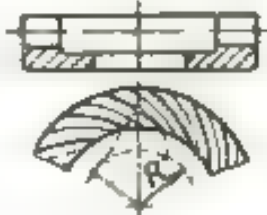
<p>Valivá soukolí – boky zubů spolupřibírajících kol se pouze valí</p>	<p>Šroubová soukolí – boky zubů spolupřibírajících kol se po sobě valí a současně posouvají</p>
<p>Kuželotá soukolí – osy různoběžné</p> <p>a) kuželová soukolí s přímými zuby</p>  <p>b) kuželová soukolí se zakřivenými zuby</p> 	<p>střední soukolí – osy mimoběžné</p> <p>a) s přímými zuby</p>  <p>b) se zakřivenými zuby</p> 




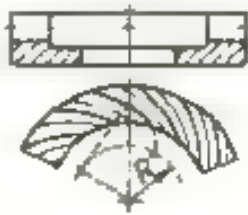


Obr. 32. Rychlostní poměry na ozubených kolech (základní zákon ozubení)



Tab. 16. Rozdělení soukolí podle tvaru boční klivky

Čelní kola	Kružlová kola
<p>s přímými zuby</p> 	<p>s přímými zuby</p> 
<p>se stupňovitými zuby</p> 	<p>se šikmými (tangenciálními) zuby</p> 
<p>se šikmými zuby</p> 	<p>se šipovými zuby</p> 
<p>s dvojnásobně šikmými zuby</p> 	<p>se spirálními zuby (logaritmická nebo Archimédova spirála)</p> 
<p>se šipovými zuby</p> 	<p>s pásovitými zuby (přibl. evolventa – paouida) (ozubení Klingenberg)</p> 

Pokračování

Černí kola	Kuželová kola
<p>s dvojnásobně šipovými zuby</p> 	<p>s eloidními zuby (oblouk epicykloidy – eloida) (ozubení Oerlikon)</p> 
<p>s kruhovými zuby</p> 	<p>s kruhovými zuby (ozubení Gleason)</p> 

**Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr zní**

*Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem, jestliže jejich společná normála  $n$  procházející valivým bodem  $V$  dělí úsečku  $O_1O_2$  v opačném poměru úhlových rychlostí obou kol.*

### 6.1.2 Čára záběru

Podmínce konstantního převodového poměru vyhovují jen určité druhy křivek  $p_1$  a  $p_2$ . Spoluzabírající profily, které mají tvar těchto křivek, nazýváme přifazené profily. Při otáčení profilů kolem středů  $O_1$  a  $O_2$  se jednotlivé body profilů postupně dotýkají. Geometrické místo dotyků obou profilů se nazývá čára záběru (tvar podle křivky profilu zubů – viz dále).

### 6.1.3 Boční křivky

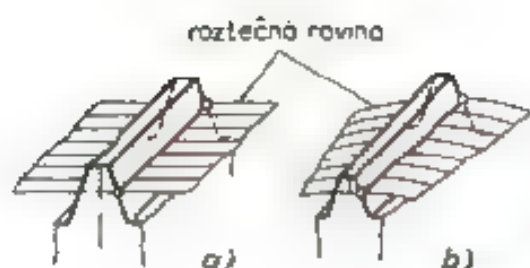
Rozřídění ozubení podle průběhu bočních křivek (čar) zubů je v ČSN 01 4602.

Boční křivka zubu je průsečnice:

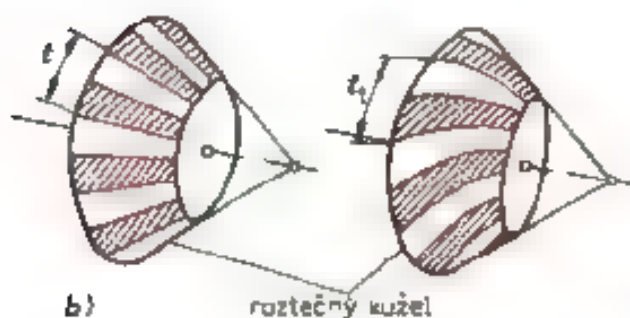
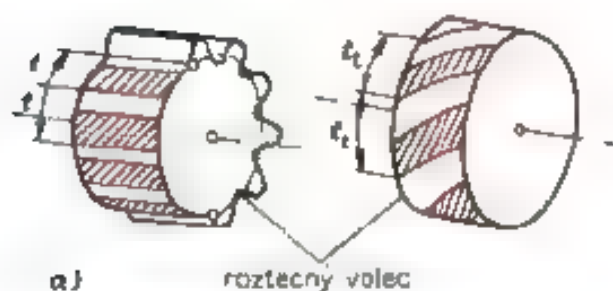
boku zubu hřebene (obr. 33a) nebo základního kola (obr. 33b) s roztečnou rovinou,

boku zubu kola s roztečným válcem (obr. 34a) nebo s roztečným kuželem (obr. 34b).

Tvary bočních čar zubů jsou v tab. 16.



Obr. 33. Boční křivka (čára) zubu  
a) hřebenu, b) základního koša



Obr. 34. Boční křivka (čára) zubu  
a) čelních kol, b) kuželových kol

## 6.2 Čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby

### 6.2.1 Ozubený hřeben — základní profil

Základní profil evolventního ozubení je řez ozubením základního hřebenu, který je vlastně ozubený segment kola o nekonečně velkém poloměru roztěčné kružnice, která přejde v roztěčnou přímku  $r$  (obr. 35).

Geometrický tvar základního profilu (profil  $Z$ ) je normalizován (ČSN 01 4607). Vzhledem ke geometrické podobnosti profilů  $Z$  je možno je sestavit v řadu, jejíž každý člen je určen jedinou číselnou hodnotou — modulem (ČSN 01 4608 a ST).

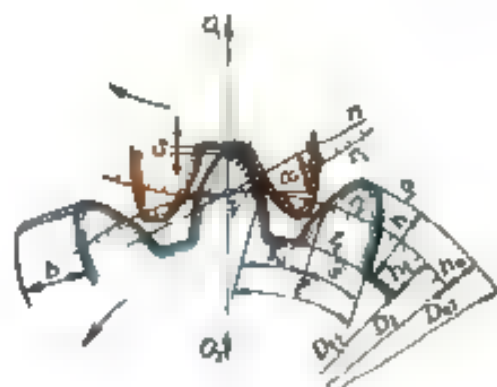
### 6.2.2 Konstrukce ozubení kol N

Evolventu  $e$  (obr. 36) vytvoří bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod přímky  $n$ , valící se po základní kružnici  $b_1$ . Střed křivosti je v bodě dotyku normály a základní kružnice. Evolventa začíná teoreticky na základní kružnici bod  $K_1$ , a to *radiálně*.



Tab. 1? Štřné ozubení

Rozměry v mm



Název		Vzorec
počet zubů	DR <sup>1)</sup>	$z_1, z_2$ , (index 1 – hnací, 2 – hnané)
modul – modul nástroje	DR	$m = m_n$
úhel záběru	DR	$\alpha = 20^\circ$
převodové číslo		$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$
výška hlavy zubu		$h_a = m$
výška paty zubu		$h_f = m + c_a = 1,25m$
hlavová vůle		$c_a = 0,25m$
výška zubu		$h = h_a + h_f = 2,25m$
průměr rotočné kružnice	DR	$D = z \cdot m$
průměr hlavové kružnice	K <sup>2)</sup>	$D_a = D + 2h_a = D + 2m$
průměr patní kružnice		$D_f = D - 2h_f = D - 2,5m$
rozetč		$i = \pi m$
tloušťka zubu		$s = \frac{i}{2} = \frac{\pi m}{2}$
tlíčka zahnl mezery		$e = \frac{i}{2} = \frac{\pi m}{2}$
tlíčka ozubení	K <sup>2)</sup>	$b = \psi_m m, \quad \psi_m = 10 \text{ až } 30$
vzdálenost os $O_1, O_2$	DR	$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m$

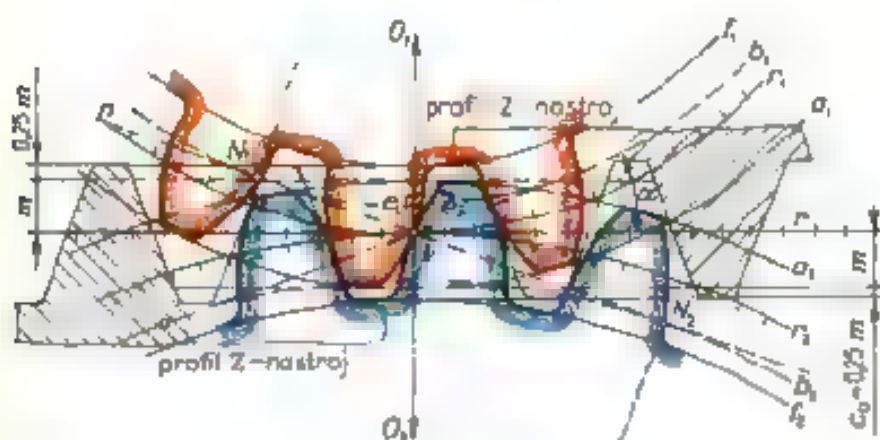
<sup>1)</sup> DR – hodnota se uvádí v doplňkovém razíku.<sup>2)</sup> K – rozměr se kóduje na výrobním výkresu.



Použití normálního ozubení je omezeno:

- a) minimálním počtem zubů, při kterém nenastane zeslabení paty zubů podřiznutím nástrojem,
- b) menší únosností zubů pastorku v ohybu, jejichž průřez se zmenšuje s klesajícím počtem zubů,
- c) velkými tlaky mezi zuby a velkými skluzy na patě zubů pastorku, způsobenými relativně malými poloměry křivosti pracovní části evolventy

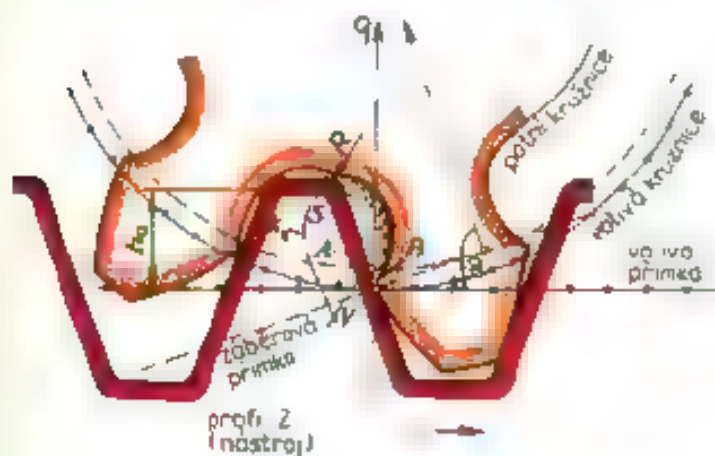
**Soukolí N** vzniknou sdružováním kol N ve spoluzabírající par se společným základním profilem, tj. obě kola mají ozubení téhož modulu a úhlu záběru. Roztečné kružnice jsou shodné s valivými. Roztečná přímka  $r$  základního hřebenu (nástroje) se dotýká roztečné kružnice kola  $r_1$ , popř.  $r_2$  v bodě  $V$  (obr. 38).



Obr. 38. Soukolí N

### 6.2.3 Podřezání a mezní počet zubů

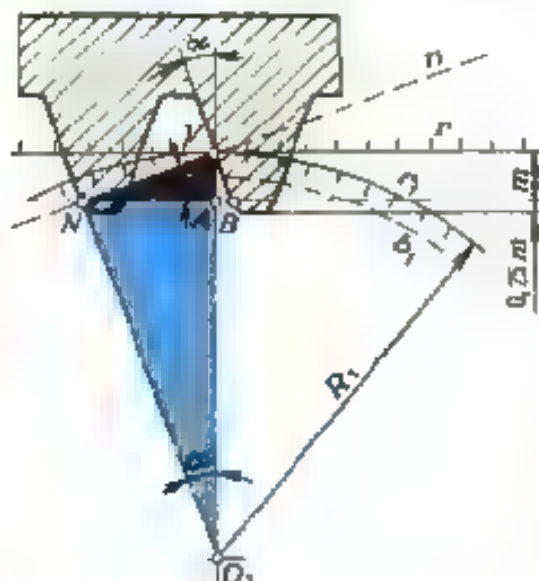
Na obrázku 39 jsou záběrové poměry ozubené tyče jako nástroje s ozubeným kolem o malém počtu zubů, kdy zaoblení hlavy zubu nástroje již podřezává patu zubu kola. Konstrukce patní křivky se získá z relativního pohybu valivé přímky nástroje odvalující se na valivé kružnici ozubeného kola. Podřiznutí zubů kola se projevuje nepříznivě zeslabením paty zubů při namáhání na ohyb.



Obr. 39 Vznik podřezání zubů  
 $k_1$  – normální výška hlavy nástroje  
 $k_2$  – zaoblení,  $AB$  – nástrojem odřiznutá část evolventy při výrobě zubu. Prodloužená evolventa  $k_1$  je relativní dráha opsaná středem  $S$  kružnice zaoblení ozubené tyče. Kružové obloučky o poloměru  $R$  opsané z  $k_1$  vytvářejí jako ekvidistantu patní křivku.

### Mezní počet zubů (obr. 40)

U normálních kol se dosáhne hranice nepodřezaného zubu v mezním případě, který nastává při teoretickém mezním počtu zubů  $z_1$ . V tomto případě je totiž okrajový bod záběrové čáry  $N$  právě na výši koncového bodu  $B$  přímkového ostří nože, který je ve vzdálenosti  $m$  pod roztečnou přímkou.



Obr. 40 Poměry u mezního kola

$$OV = R_1 = \frac{z_1 m}{2}$$

$$z \triangle ONV \Rightarrow NV = R_1 \sin \alpha = \frac{z_1 m}{2} \sin \alpha$$

$$z \triangle NAV \Rightarrow NV = \frac{m}{\sin \alpha}$$

$$\text{po úpravě rovníc je } z_1 = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

Podle obrázku 40 je teoretický mezní počet zubů

$$z_1 = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

Připustíme-li nepatrné podřezání zubu, které není na závadu, pak můžeme použít praktický mezní počet zubů

$$z_p = \frac{2}{3} z_1$$

Mezní počty zubů pro různé úhly záběru jsou v tab. 18

#### 6.2.4 Posunutí profilu

Nedostatky běžného ozubení se dají odstranit nebo alespoň zmírnit vhodnými korekcemi profilu zubů. Účelem korekcí je hlavně zlepšit záběrové a pevnostní pod-

Tab. 18 Mezní počet zubů

Úhel záběru	Teoretický mezní počet zubů	Praktický mezní počet zubů	Počet zubů pro strojní pohon
$\alpha = 20^\circ$	$z_{n(20)} = 17$	$z_{p(20)} = 14$	$z \geq 16$
$\alpha = 15^\circ$	$z_{n(15)} = 30$	$z_{p(15)} = 25$	

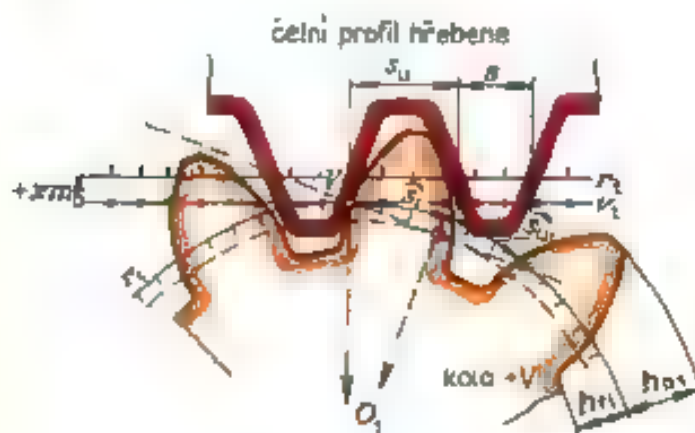
A.)

munky ozubení. Kongovaný profil ozubení se získá změnou úhlu záběru nebo výšky zubu či posunutím základního profilu, což je nejobvyklejší způsob korekce u evolventního ozubení.

Roztečnou přímkou základního profilu lze totiž posunout o určitou vzdálenost na vnější či vnitřní stranu roztečné kružnice kola. Velikost posunutí vyjadřujeme součinem  $x \cdot m$ , kde  $x$  je jednotkové posunutí (pro modul = 1) a  $m$  je modul nástroje. Posunutím základního profilu se mění profil a rozměry zubu kola, ale nemění se základní kružnice a evolventa. U tohoto korigovaného ozubení platí

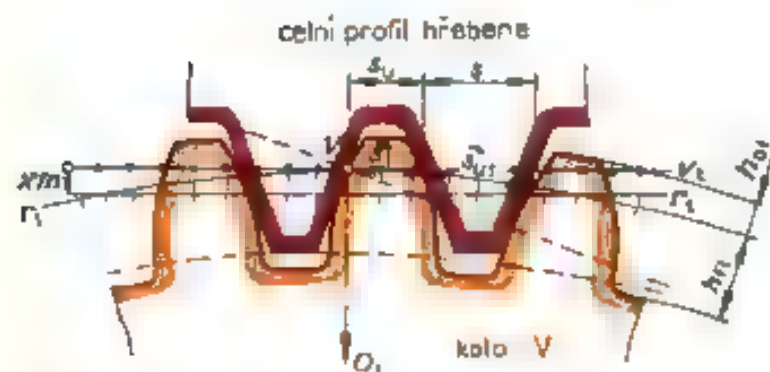
$$h_a \neq m, \quad h_f \neq 1,25 m, \quad s \neq \frac{1}{2} \pi \cdot m \neq s_u \quad (+)$$

Posunutí základního profilu je buď kladné, tj. od středu kola, nebo záporné, tj. do středu kola. Dostáváme tak ozubená kola s korigovaným ozubením kola s kladným posunutím profilu - kola + V (obr. 41) a kola se záporným posunutím - kola - V (obr. 42).



Obr 41 Kolo + V (korigované kladným posunutím základního profilu - od středu kola)

$$\begin{aligned} s_1 &= s_u = \frac{1}{2} + 2x_1 \cdot m \cdot \lg \alpha, \\ s_{u1} &= s = \frac{1}{2} - 2x_1 \cdot m \cdot \lg \alpha, \\ h_{a1} &= m + x_1 \cdot m, \\ h_{f1} &= m + c_n - x_1 \cdot m, \\ h_1 &= h_{a1} + h_{f1} = 2m + c_n \end{aligned}$$



Obr 42 Kolo - V (korigované záporným posunutím základního profilu - do středu kola)

$$\begin{aligned} s_1 &= s_u = \frac{1}{2} - 2x_1 \cdot m \cdot \lg \alpha, \\ s_{u1} &= s = \frac{1}{2} + 2x_1 \cdot m \cdot \lg \alpha, \\ h_{a1} &= m - x_1 \cdot m, \\ h_{f1} &= m + c_n + x_1 \cdot m, \\ h_1 &= h_{a1} + h_{f1} = 2m + c_n \end{aligned}$$

Sdružením kol N, + V a - V mohou vzniknout soukolí N, VN a V (tab. 19).

### 6.2.5 Nejmenší korekce a nejvýhodnější korekce podle Merritta (podle ČSN). Korekce osové vzdálenosti

Soukolí s nejmenší korekcí lze použít za podmínek uvedených v tab. 19 u soukolí s malou trvanlivostí a s malou obvodovou rychlostí (např. u převodů zdvihadel s ručním pohonem).

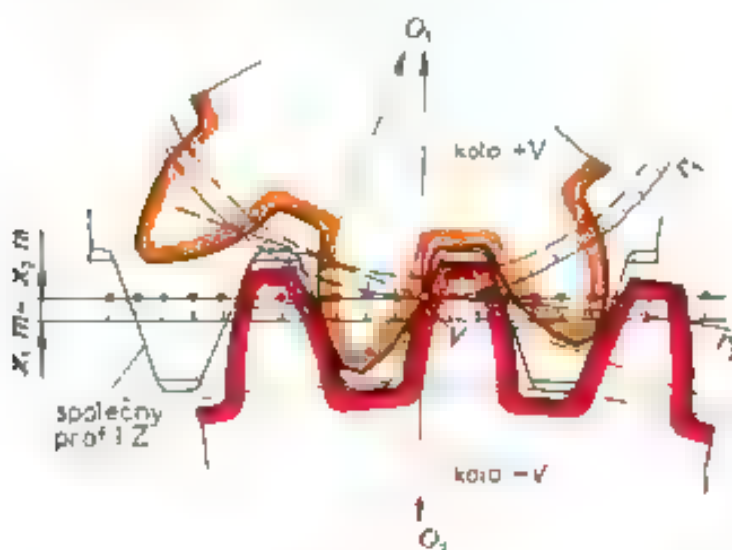
V ČSN 01 4186 je provedena korekce podle britské normy BS 436 (podle Merritta). Tato metoda stanoví závislost výšky hlavy zubu na modulu a počtu zubů sdružených kol, aby se vyloučilo podřiznutí paty zubů pastorku s malým počtem zubů, zajišťuje správné evolventní odvalování, zvětšila únosnost ozubení

Doporučená výška

hlavy zubů pastorku  $h_{a1} = m \cdot (1 + x_1)$

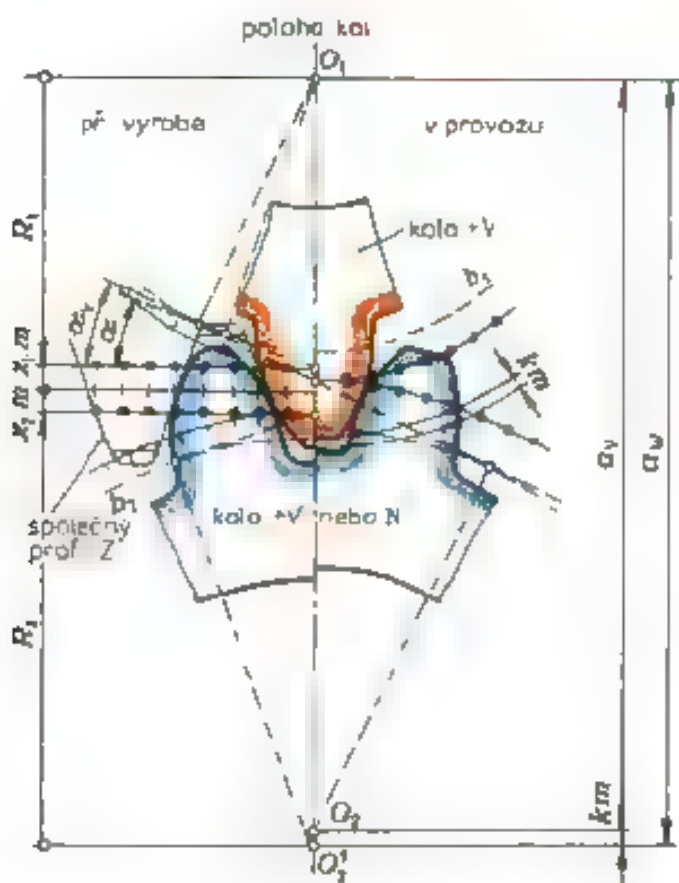
hlavy zubů kola  $h_{a2} = m \cdot (1 + x_2)$

potřebná posunutí  $x$  jsou v tab. 19



Obr. 43. Soukolí VN s vyrovnanou korekcí (bez změny vzdálenosti os)

VN - bez změny os  
vzdálenosti



Soukolí V - posunutí os  
vzdálenosti

Obr. 44. Soukolí V s kladnou korekcí (se změnou vzdálenosti os). Posunutí kol V v provozu proti vzdálenosti os při výrobě

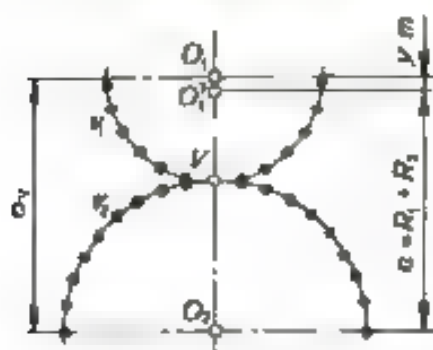
Tab. 19 Přehled soukolí podle korekce

Číslo	Kolo	Označení	Počet zubů		Posunutí		Vzdálenost os	Označení soukolí
			nejmenší korekce	Merritt	nejmenší korekce	Merritt		
1.	malé	N	$z_1 \geq 4$	$z_1 \geq 30$	$x_m = 0$	$x_m = 0$	$a = m \frac{z_1 + z_2}{2}$ , nemění se	N
	velké	N	$z_1 \geq 14$	$z_1 \geq 30$	$x_m = 0$	$x_m = 0$		
2.	malé	+V	$z_1 < 14$	$z_1 < 30$	$+x_1, m$	$+x_1, m$	$a = m \frac{z_1 + z_2}{2}$ , nemění se	VN (obráz. 43)
	velké	-V	$z_1 \geq 14$		$-x_1, m$	$-x_1, m$		
			$z_1 + z_2 \geq 28$	$z_1 + z_2 \geq 60$	$x_1 = \frac{14 - z_1}{17}$	$x = 0,4 \left( 1 - \frac{z_1}{z_2} \right)$ $x_1 = 0,02(30 - z_1)$		
3.	malé	+V	$z_1 < 4$	$z_1 < 30$	$+x_1, m$	$+x_1, m$	provozní velká vzdálenost os $a_y = a + y \cdot m =$ $= a + (x_1 + x_2) \cdot m$ $- k \cdot m$ (obráz. 45)	V (obráz. 44)
	velké	N	$z_2 \geq 14$	$z_2 \geq 30$	$x_2, m = 0$	$x_2, m = 0$		
		+V	$z_1 < 14$	$z_2 < 30$	$+x_1, m$	$+x_2, m$		
			$z_1 + z_2 < 28$	$z_1 + z_2 < 60$	$x = \frac{14 - z_1}{17}$	$x = 0,02(30 - z_1)$		



Tato korekce se použije u soukolí, která mají mít nejvýhodnější vlastnosti (loučky pat zubů obou kol jsou větší a pracovní části evolvent plošší), soukolí má větší trvanlivost, zuby jsou pevnější, otláčení a vzájemný skluz mezi zuby je menší (boky se méně a rovnoměrněji opotřebovávají), mají větší účinnost a tichý chod.

Korekci osové vzdálenosti lze provést soukolím V. Tato korekce se použije, mají-li se zlepšit záběrové a pevnostní podmínky pro dané převodové číslo a pro danou vzdálenost os  $a_v$ , nebo mají-li se při daném převodovém čísle a modulu osová vzdálenost  $a$  změnit.



Obr. 45. Změna vzdálenosti os  $a_v$  soukolí V proti vzdálenosti os  $a$  soukolí N

Korigovaná soukolí mají provozní vzdálenost os  $a_v$ , která je odlišná od teoretické vzdálenosti  $a$  vypočítané z počtu zubů a modulu (obr. 45).

$$a_v = a + y \cdot m,$$

čili vzdálenost os  $a$  se zvětší o tzv. posunutí os

$$y \cdot m = a_v - a$$

Při výrobě mají jednotlivá kola výrobní valivou vzdálenost  $a_w$ , odlišnou od vzdálenosti  $a$  nebo  $a_v$ . Abychom ze vzdálenosti  $a_w$  přešli na vzdálenost  $a_v$ , tj. aby kola správně zabírala, musí se  $a_w$  zmenšit o hodnotu posunutí kol (obr. 44)

$$k \cdot m = R_1 + R_2 + (x_1 + x_2) m - a_v.$$

Jednotkově posunutí kol (pro  $m = 1$ ) je:

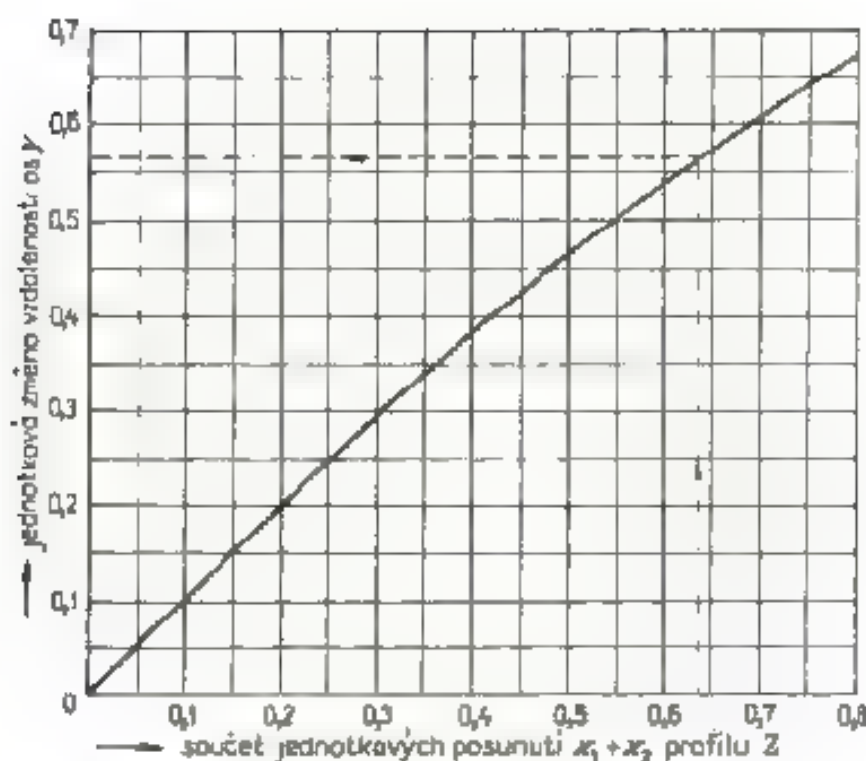
$$k = (x_1 + x_2) - y$$

Hodnota  $y$  se vypočte nebo stanoví z diagramu (obr. 46), z ní vypočteme  $k$ , které je nutné pro stanovení hlavových průměrů kol.

Výpočet rozměrů soukolí VN a V je v tab. 20, 21, 22.

## 6.2.6 Délka záběru, míra přes zuby, boční vůle

**Délka záběru.** Plynulost převodu uskutečněného záběrem zubů vyžaduje, aby nepozději při vystupu jednoho parů profilů ze záběru druhý par profilů do záběru vstoupil. Splnění podmínky nepřetržitosti záběru kol kontrolujeme pomocí tzv. trvání záběru (obr. 47).



Obr. 46. Diagram pro určení jednotkové změny vzdálenosti  $os_y$

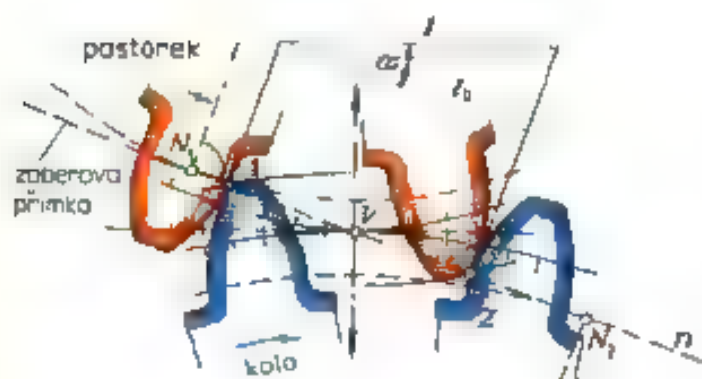
Geometrické místo bodů dotyku spoluzabírajících profilů dvou zubů tvoří zaběrová přímka  $n$ . Začátek záběru je v bodě dotyku  $A$  paty zubu hnacího kola (pastorku) s hlavou zubu hnaného kola, ležící na zaběrové přímce. Koncem záběru je bod dotyku  $Z$  hlavy zubu hnacího kola (pastorku) s patou zubu hnaného kola, ležící na zaběrové přímce.

Delka záběrové úsečky je vzdálenost mezi počátkem a koncem skutečného dotyku spoluzabírajících profilů dvou zubů  $l_b = AZ$

Delka záběru  $l$  je délka zaběrové úsečky, měřená na přímce kolmé ke střednic

$$l = \frac{l_b}{\cos \alpha} \text{ u soukolí N, VN,}$$

$$l = \frac{l_b}{\cos \alpha_v} \text{ u soukolí V}$$



Obr. 47. Délka záběru (zaběrové úsečky)

Tab. 20 Výpočet rozměrů čelního korigovaného soukolí VN s přímými zuby (ČSN 01 4602).  
Korekce podle Merritta (ČSN)

Název		Označení	Vzorce	
			Pastorek + V	Kolo - V
Počet zubů DR <sup>1)</sup>	dáno	$z$	$z_1$	$z_2$
Modul DR		$m$	$m$	
Úhel záběru nástroje DR	ČSN 01 4607	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$	
Jednotkové posunutí základního profilu DR		$x$	$x_2 = 0,02(30 - z_1)$ $x_1 = 0,4 \begin{pmatrix} x_1 \\ z_1 \end{pmatrix}$ (volíme pro $x_1$ hodnotu větší z obou) $x_2 = -x_1$	
Posunutí základního profilu DR		$x \cdot m$	$x_1 \cdot m$	$x_2 \cdot m = -x_1 \cdot m$
Průměr roztečné kružnice DR		$D$	$D_1 = z_1 \cdot m$	$D_2 = z_2 \cdot m$
Výška hlavy zubu		$h_a$	$h_{a1} = m + x_1 \cdot m$	$h_{a2} = m - x_1 \cdot m$
Výška paty zubu		$h_f$	$h_{f1} = m - x_1 \cdot m + c_x$	$h_{f2} = m + x_1 \cdot m + c_x$
Hlavová vůle zubů		$c_x$	$c_x = 0,25m$	
Výška zubu		$h$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2}$
Průměr hlavové kružnice K <sup>2)</sup>		$D_a$	$D_{a1} = D_1 + 2h_{a1}$	$D_{a2} = D_2 + 2h_{a2}$
Průměr patní kružnice		$D_f$	$D_{f1} = D_1 - 2h_{f1}$	$D_{f2} = D_2 - 2h_{f2}$
Průměr základní kružnice		$D_o$	$D_{o1} = D_1 \cos \alpha$	$D_{o2} = D_2 \cos \alpha$
Rozteč		$t$	$t = \pi \cdot m$	
Základní rozteč		$t_o$	$t_o = t \cos \alpha$	
Tloušťka zubu na roztečné kružnici		$s$	$s_1 = \frac{t}{2} + 2x_1 \cdot m \lg \alpha$	$s_2 = \frac{t}{2} - 2x_1 \cdot m \lg \alpha$
Vzdálenost os		$a$	$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$	

<sup>1)</sup> DR – hodnota se uvádí v doplněkovém razítku. <sup>2)</sup> K – rozměr se kóduje na výrobním výkresu.

Tab. 21 Výpočet rozměrů čelního korigovaného soukolí V s přímými zuby (ČSN 01 4602)

Název		Označení	Vzorce	
			Pastorek + V	Kolo + V
Počet zubů DR <sup>1)</sup>	dáno	$z$	$z_1$	$z_2$
Modul DR		$m$	$m$	
Úhel záběru nástroje DR	ČSN 01 4607	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$	
Jednotkové posunutí profilu DR		$x$	$x_1 = 0,02(30 - z_1)$	$x_2 = 0,12(30 - z_2)$
Posunutí základního profilu DR		$x \cdot m$	$+x_1 \cdot m$	$+x_2 \cdot m$
Součet $\Sigma x$		$x_1 + x_2$	$\Sigma x = x_1 + x_2$	
Průměr roztečné kružnice DR		$D$	$D_1 = z_1 \cdot m$	$D_2 = z_2 \cdot m$
Jednotková změna vzdálenosti os		$y$	$y$ (z obr 46)	
Změna vzdálenosti os		$y \cdot m$	$y \cdot m = a_0 \quad a = (x_1 + x_2) m \quad k \cdot m$	
Jednotkové posunutí kol pro $m = 1 \text{ mm}$		$k$	$k = (x_1 + x_2) - y = \frac{R_1 + R_2 + (x_1 + x_2) m - a_0}{m}$	
Nekorigovaná vzdálenost os		$a$	$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{(z_1 + z_2) m}{2}$	
Valivá vzdálenost os DR		$a_v$	$a_v = \frac{D_{v1} + D_{v2}}{2} = \frac{(z_1 + z_2) m_v}{2} = a + y \cdot m$	
Valivý modul		$m_v$	$m_v = \frac{2a_v}{z_1 + z_2} = \frac{D_{v1} + D_{v2}}{z_1 + z_2}$	
Průměr valivé kružnice		$D_{v1}$	$D_{v1} = z_1 \cdot m_v$	$D_{v2} = z_2 \cdot m_v$
Výška hlavy zuba		$h_a$	$h_{a1} = (1 + x_1 - k) m$	$h_{a2} = (1 + x_2 - k) m$
Výška paty zubu		$h_f$	$h_{f1} = m + c_a - x_1 \cdot m$	$h_{f2} = m + c_a - x_2 \cdot m$
Výška zubu		$h$	$h_1 = h_{a1} + h_{f1}$	$h_2 = h_{a2} + h_{f2}$
Průměr hlavové kružnice K <sup>2)</sup>		$D_h$	$D_{h1} = D_1 + 2(1 + x_1 - k) m$	$D_{h2} = D_2 + 2(1 + x_2 - k) m$
Průměr patní kružnice		$D_p$	$D_{p1} = D_1 - 2(1,25 - x_1) m$	$D_{p2} = D_2 - 2(1,25 - x_2) m$

<sup>1)</sup> DR — hodnota se uvádí v doplňkovém razítku. <sup>2)</sup> K — rozměr se kótuje na výrobním výkresu.

Tab. 22 Vypočet rozměrů čelního soukolí V s přímými zuby korigovaného pro danou vzdálenost os  $a$ , při daném převodovém čísle  $i$

Název	Označení	Vzorce	
		Pastorek + V	Kolo + V
Montážní osová vzdálenost DR <sup>1)</sup>	dáno	$a_1$	$a_2$
Převodové číslo		$i_{1,2}$	$i_{1,2}$
Modul DR		$m$	$m$
Úhel záběru DR ČSN 01 4607	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$	
Součet zubů obou kol <sup>2)</sup>	$z_1$	$z_1 = z_1 + z_2 = \frac{2a_1}{m}$	
Počet zubů <sup>3)</sup> DR	$z$	$z_1 = \frac{z_1}{i_{1,2} + 1}$	$z_2 = \frac{z_1 i_{1,2}}{i_{1,2} + 1}$
Vzdálenost os nekorigovaného soukolí	$a$	$a = \frac{m}{2} (z_1 + z_2)$	
Valivý modul	$m_1$	$m_1 = \frac{2a_1}{z_1 + z_2}$	
Průměr valivé kružnice	$D_v$	$D_{v1} = z_1 m_1$	$D_{v2} = z_2 m_1$
Průměr roztečné kružnice DR	$D$	$D = z_1 m$	$D_2 = z_2 m$
Valivý úhel záběru	$\alpha_v$	$\cos \alpha_v = \frac{a \cos \alpha}{a_1}$	
Jednotková změna vzdálenosti os	$y$	$y = \frac{a_1 - a}{m}$	
Součet $\Sigma x$	$x_1 + x_2$	$\Sigma x = x_1 + x_2$ (z obr. 46)	
Jednotkové posunutí profilu	$x$	$x_1 = x + x_2 \frac{1}{1 + i_{1,2}}$	$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$
Posunutí základního profilu DR	$x_1 m$	$x_1 m$	$x_2 m$
Zkrácení hlavy zubu	$k$	$k = \frac{m (x_1 + x_2) - (a_1 - a)}{m}$	
Průměr hlavové kružnice K <sup>3)</sup>	$D_a$	$D_{a1} = m z_1 + 2(1 + x_1 - k)m$	$D_{a2} = m z_2 + 2(1 + x_2 - k)m$
Průměr patní kružnice	$D_f$	$D_{f1} = m z_1 - 2(m - x_1 m + c_1)$	$D_{f2} = m z_2 - 2(m - x_2 m + c_2)$
Tloušťka zuba na roztečné kružnici	$s$	$s = \frac{\pi m}{2} + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha$	$s_2 = \frac{\pi m}{2} + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha$

<sup>1)</sup> DR — hodnota se uvede v doplňkovém razítku.

<sup>2)</sup> Počty zubů  $z_1, z_2$  a  $z_2$  nutno zaokrouhlit na celá čísla za cenu úpravy převodového čísla.  
Hodnoty  $a_1$  a  $i_{1,2}$  volit podle normalizované řady čísel.

<sup>3)</sup> K — rozměr se kótuje na výrobním výkresu.



Součinitel záběru  $\varepsilon$  je poměr délky záběru k rozteči.

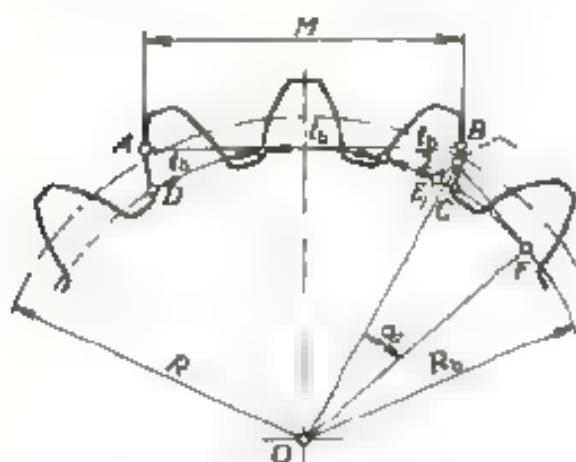
$$\varepsilon = \frac{l_b}{t_h} = \frac{l_b}{t \cdot \cos \alpha} = \frac{l}{t} \text{ u soukolí N, VN;}$$

$$\varepsilon = \frac{l_b}{t_h} = \frac{l_b}{t_v \cdot \cos \alpha_v} = \frac{l}{t_v} \text{ u soukolí V.}$$

Nemají-li v provozu vznikat rázy při vstupu profilů do záběru, pak nestačí  $\varepsilon_{\text{teor}} = 1$ , ale musí být  $\varepsilon > 1,4$ .

#### Míra přes zuby

Měření tloušťky zubu čelních kol s přímými zuby přes několik zubů spočívá v kontrole jmenovitého rozměru přes zuby  $M$ , tj. vzdalenosti mezi rovnoběžnými rovinami měřidla, které se tečně dotýkají dvou přilehlých boků zubů



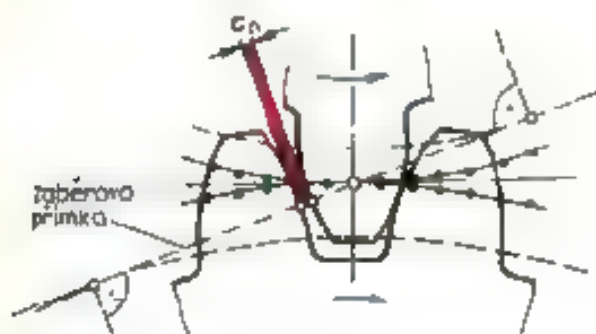
Obr. 43. Jmenovitý rozměr přes zuby  $M$  (nekorigovaná čelní ozubená kola s přímými zuby)

$z'$  – počet zubů, přes které se měří

Rozměr  $M$  sahá např. na obr. 43 přes 3 zuby ( $z' = 3$ ) a rovná se usečce  $AB$ , tj. délce rozvinutého oblouku základní kružnice  $\widehat{CD}$ . Zavisí na hodnotách  $\alpha$ ,  $z$ ,  $m$ ,  $z'$ . Uvedený rozměr lze vyjádřit jako  $M = m M'$ , kde  $M'$  je míra přes zuby pro  $m = 1$  a je v tabulkách (ČSN 01 4675). Při určování míry  $M$  je třeba stanovit

$$z = \frac{\alpha}{180^\circ} z' + 0,5.$$

Výsledek se doplní na nejbližší celé číslo a ve ST se vyhledá pro dané  $\alpha$  a  $z$  hodnota  $M$ .



Obr. 44. Boční vůle  $c_p$

**Boční vůle  $c_b$**  je nejkratší vzdálenost mezi nezatiženými (nepracovními) boky spoluzabírajících zubů měřená na záběrové přímce (obr. 49).

Důvody, proč musí být mezi boky zubů boční vůle: výrobní chyby, pružnost ozubených kol, poddajnost hřídelů a jejich uložení, tepelná dilatace soukolí i skříně, v níž jsou kola uložena, možnost mazání zubů. Boční vůle prakticky dosáhneme tím, že při konečném obrábění zeslabíme zuby záporným posunutím nástroje s teoretickou tloušťkou břitu  $s = t/2$ ; je tedy kolo N po dokončení vlastně kolem - V. Boční vůle jsou v ČSN 01 4682. Při stejném zeslabení zubů obou kol je skutečná tloušťka zubů kol soukolí N

$$\hat{s}_1 = \hat{s}_2 = \frac{\hat{t}}{2} - \frac{c_b}{2}.$$

## OTÁZKY A ÚKOLY

### 6.1 Základy teorie ozubení

1. Jaká soukolí použijeme, pou-li osy hřídelů kol a) rovnoběžné, b) různoběžné, c) mimoběžné?
2. U kterých soukolí se při záběru boky zubů po sobě pouze odvalují a u kterých nastává též skluz?
3. Jak dosáhneme u jednoduchého převodu čelním soukolím stejného smyslu otáčení obou kol?

#### 6.2.1 Ozubený hřeben — základní profil

#### 6.2.2 Konstrukce ozubení

1. Vysvětlete základní pojmy ozubení čelního kola.
2. Co je to základní profil a jaký má praktický význam?
3. Jaký rozměr má modul? Napište vztah mezi modulem a roztečí.
4. Odvoďte rovnici pro průměr roztečné kružnice.
5. U čelního kola N je výška zubu  $h = 18$  mm. Vypočítejte modul nástroje, kterým se toto ozubení zhotoví. [8 mm]
6. Na poškozeném kole N se naměřil průměr hlavové kružnice  $D_a = 220$  mm, počet zubů  $z_1 = 20$ . Vypočítejte modul. [10 mm]
7. Jak se u kol N mění profil zubů s počtem zubů kola a s úhlem záběru nástroje?
8. Vzdálenost os  $a = 247,5$  mm, počty zubů soukolí  $z_1 = 30$ ,  $z_2 = 35$ . Vypočítejte modul  $m$ . [3 mm]
9. Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí N s přímými zuby, je-li dáno  $z_1 = 18$ ,  $z_2 = 104$ ,  $m = 1,5$  mm,  $\alpha = 20^\circ$ .

#### 6.2.3 Podřezání a mezní počet zubů

#### 6.2.4 Posunutí profilu

#### 6.2.5 Nejmenší korekce a nejvýhodnější korekce. Korekce osové vzdálenosti

1. Při jakém počtu zubů vzniknou u kol N s přímými zuby podřezané profily?
2. Jaký je účel korekce ozubených kol a jakými způsoby je ji možno provést?
3. Jaká ozubená kola znáte podle radiálního posunutí profilu Z?
4. Jaké výhody mají kola + V?
5. Čelní kolo má  $\alpha = 20^\circ$ ,  $z = 12$  a  $m = 10$  mm. Vypočítejte výšku hlavy paty a celého zubu při nejmenší korekci. [ $h_a = 11,2$  mm,  $h_f = 11,3$  mm,  $h = 22,5$  mm]
6. Čelní kolo s počtem zubů 16 a  $\alpha = 20^\circ$  bylo vyrobeno jako kolo N a kolo + V. Které hodnoty rozměrů porovnávaných kol budou shodné a které odlišné?
7. Jaká je tloušťka zubu  $\hat{s}_1$  a šířka zubní mezery  $\hat{s}_{w1}$  kola s počtem zubů  $z_1 = 22$ ,  $m = 10$  mm,  $\alpha = 20^\circ$ , je-li provedeno a) jako kolo N, b) jako kolo + V s nejvýhodnější korekcí? [a)  $\hat{s}_1 = \hat{s}_w = 13,71$  mm, b)  $\hat{s}_1 = 16,87$  mm,  $\hat{s}_{w1} = 14,55$  mm]

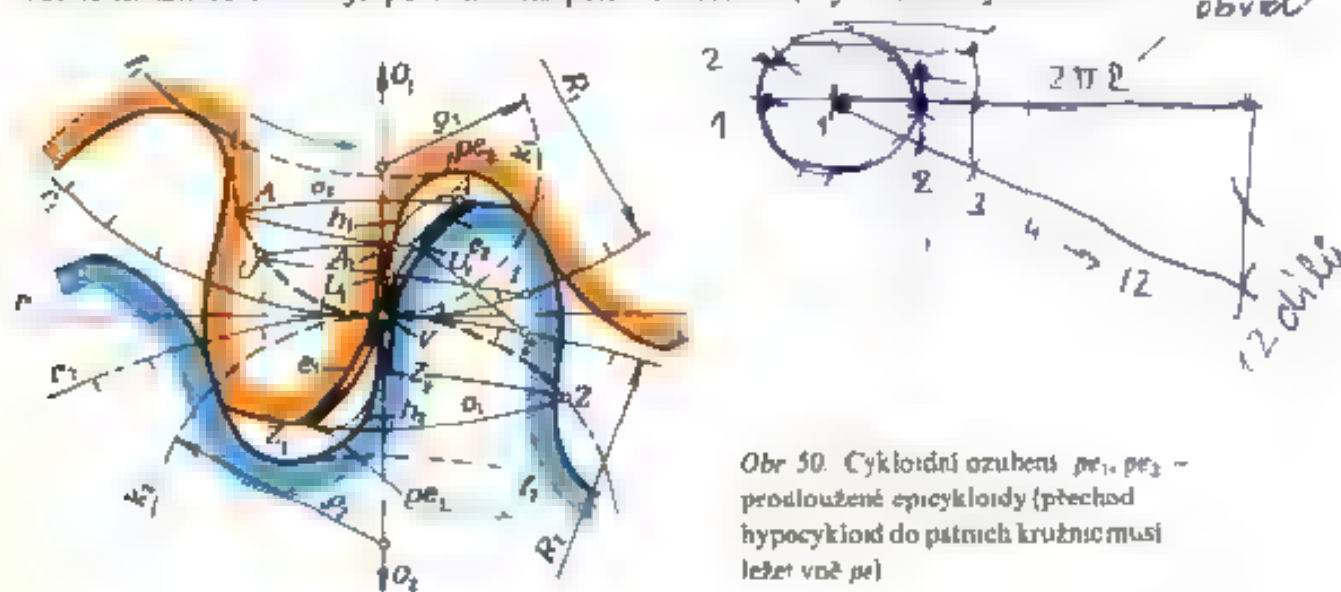
- 8 Kdy se použije soukolí VN a kdy soukolí V? Jaký je mezi nimi rozdíl?
- 9 Vypočítejte rozměry ozubení soukolí VN, je-li  $z_1 = 7$ ,  $z_2 = 21$ ,  $m = 3$  mm s nejmenší korekcí. Tato soukolí porovnejte s nekorigovaným soukolím s počtem zubů pastorku  $z_1 \approx z_2 = 4$  a stejným převodovým číslem  $i_{2,1}$ .
- 10 Vysvětlete proč se u soukolí V nemohou po sobě odvalovat roztečné hybné valy ve kružnici.
- 11 Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí s přímými zuby s korekcí podle Merritta bez změny vzdálenosti os, je-li dáno:  $z_1 = 12$ ,  $z_2 = 51$ ,  $m = 11$  mm,  $\alpha = 20^\circ$ .
- 12 Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí s přímými zuby s korekcí podle Merritta se změnou osové vzdálenosti, je-li dáno:  $z_1 = 12$ ,  $z_2 = 2$ ,  $m = 2,5$  mm,  $\alpha = 20^\circ$ .
- 13 Proveďte rozměrový výpočet čelního vnějšího soukolí s přímými zuby korigovaného na danou osovou vzdálenost os  $a_0 = 70,75$  mm a převodové číslo  $i = 4,8$ ,  $m = 1,5$  mm,  $\alpha = 20^\circ$ .

### 6.2.6 Délka záběru, míra přes zuby, boční vůle

- 1 Vylétíte začátek a konec záběru.
- 2 Co je to součinitel záběru a jak velký má být, aby soukolí mělo plynulý chod bez rážů?
- 3 Má uhel záběru profilu Z vliv na čelní profil zubu kola a na součinitel záběru? Jestliže ano, tedy jaký?
- 4 Definujte boční vůli  $c_n$ . Proč se dělá a jak se získá u soukolí N?

## 6.3 Čelní soukolí s cykloidním a hodinářským ozubením

Odvaluje-li se tvořící kružnice  $k_1$  popř.  $k_2$  po vnější straně roztečných kružnic  $r_1, r_2$  (obr. 50), vytvoří valivý bod  $V$  epicykloidní boky hlav zubů  $\widehat{VZ}_1$  pastorku a  $\widehat{VA}_2$  kola. Odvalují-li se též kružnice  $k_1, k_2$  po vnitřní straně roztečných kružnic  $r_1$  a  $r_2$ , vytvoří bod  $V$  hypocykloidní boky pat zubů  $\widehat{VA}_1$  pastorku ( $\widehat{VZ}_2$  kola). Jestliže se tvořící kružnice odvaluje po roztečné přímce hřebenu, vytvoří se cykloida.



Obr. 50. Cykloidní ozubení  $pe_1, pe_2$  – prodloužené epicykloidy (přechod hypocykloid do patních kružnic musí ležet vně  $pe$ )

Přechod hypocykloid do patních kružnic  $f$  je závislý na způsobu výroby kola. Musí ležet vně prodloužených epicykloid, které opiší body  $Z_1, A_2$  pevně spojené s příslušnými roztečnými kružnicemi  $r_1, r_2$ , odvalují-li se po druhých roztečných kružnicích  $r_2, r_1$ . Nejepe se sestrojí jako obalové křivky kružnic pro  $A_2$  opsaných z bodu  $I$  poloměrem  $A_2I$  (oblouk  $\widehat{VI} = \widehat{V2}$ ).

Z profilů pat zubů jsou činné pouze části  $\widehat{F_4}$  a  $\widehat{VZ_2}$ . Oblouky  $\widehat{AV}$  a  $\widehat{VZ}$  tvořících kružnic mezi hlavovými kružnicemi jsou čarou záběru.

Nejvhodnější poměry v ozubení jsou při  $q_1 \approx 0,2D_1$ ,  $q_2 \approx 0,2D_2$ , kde  $D$  jsou průměry roztečných kružnic. Libovolná kola mohou spolu zabírat jen tehdy, mají-li při stejném modulu i stejné poloměry tvořících kružnic  $q_1$  a  $q_2$ .

Samotné cykloidní ozubení se dnes používá zřídka, pouze jeho některé zvláštní případy, které vzniknou podle velikosti poloměrů tvořící a roztečné kružnice (tab. 23).

## 6.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

### 6.4.1 Hřeben a porovnávací kolo (obr. 51)

Čelní kolo s evolventními šikmými zuby (ve skutečnosti se šroubovitými zuby) se odvaluje na hřebenu se šikmými zuby s rovinnými boky. Kolmý (normalový) řez tímto hřebenem je tentýž normalizovaný základní profil jako u přímých zubů.

Šroubovitě zakřivení zubů zlepšuje vlastnosti čelních kol

1. záběr postupuje plynule po délce zubu od jednoho konce zubu k druhému,
2. čelní kola se šikmými zuby mají tichý chod i při vyšších rychlostech,
3. v záběru jsou dva až tři páry zubů, na které se rozloží zatížení – ozubení může přenášet větší výkony,
4. trvání záběru evolventy může být menší ( $\varepsilon < 1$ ), lze proto použít menší počet zubů,
5. podřezání zubů nastává při menším počtu zubů než u přímých zubů,
6. vystačí se při dobrých záběrových vlastnostech s normálním kořem,
7. i při předepsané osové vzdálenosti je možno používat soukolí N.

U čelních kol se šikmými zuby vznikají však axiální síly rostoucí s úhlem sklonu zubů.

Poněvadž normálový profil zubů je totožný se základním profilem, může se šikmé ozubení vyrábět nástroji pro čelní kola s přímými zuby, nastavi-li se břít nástroje do normalové roviny, nerozhoduje velikost úhlu sklonu zubů  $\beta$ . Z uvedeného je zřejma uspora nástrojů při výrobě šikmého ozubení.

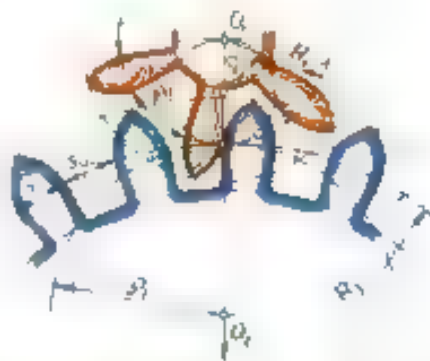
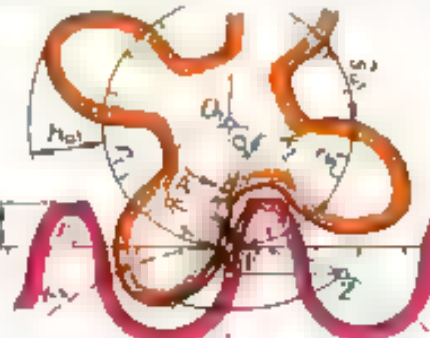
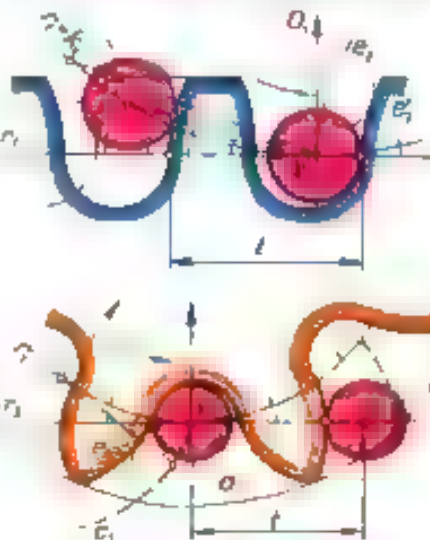

### 6.4.2 Výpočet rozměrů soukolí N

Boční křivka zubu kola je šroubovice (obr. 52), na kole se při malé šířce však jeví jako šikmá přímka s pravým či levým smyslem stoupání. Tečna k šroubovici na roztečném válci svírá s povrchovou přímkou rovnoběžnou s osou  $o_1$  úhel sklonu zubů  $\beta$  ( $\beta = 10$  až  $25^\circ$ ), s kolmicí na ní úhel stoupání šroubovice  $\gamma$ . Platí  $\beta + \gamma = 90^\circ$ .

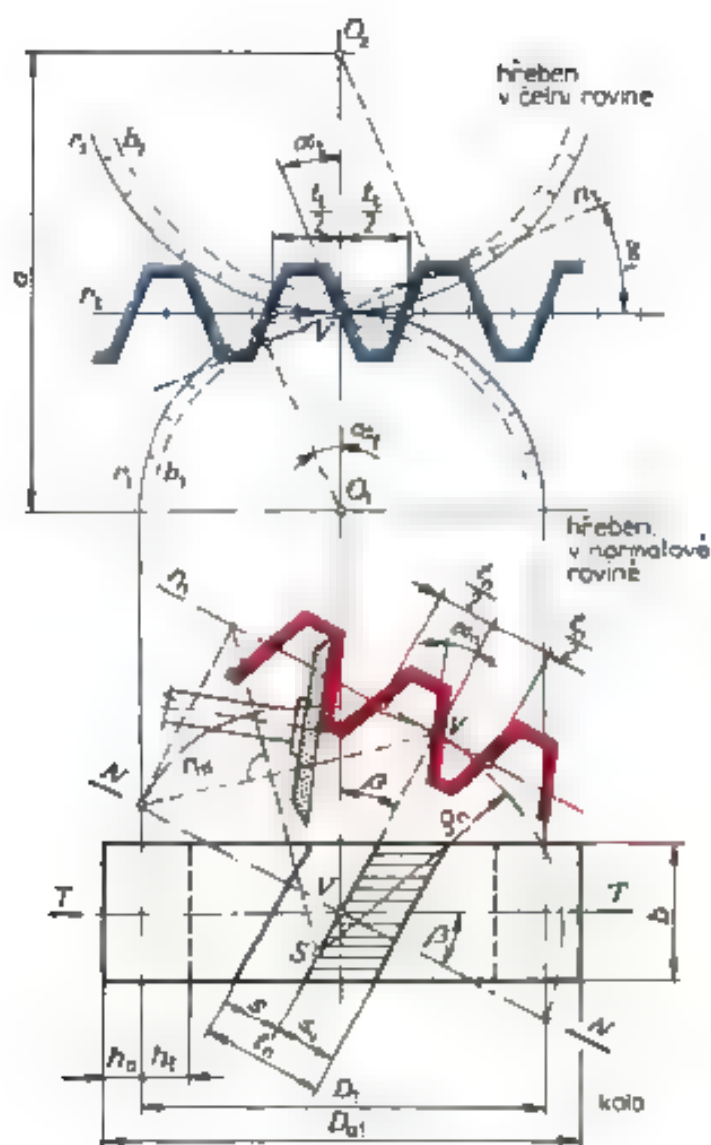
**Soukolí N** vznikne, jsou-li v záběru dvě čelní kola N se šikmými zuby, která mají společný základní profil, stejný úhel sklonu zubů  $\beta$ , ale opačný smysl stoupání šroubovice. Poněvadž obě spoluzabírající kola mají společný hřeben, je tvořící



Tab. 23. Zvláštní případy cykloidního ozubení

Název, vztahy a použití	Výobrazení
<p><i>Ozubení hřebenevé</i> <math>q = 0,5R - h_1</math> pro cykloida paty zubu přejde v radiální přímku. Zub je u paty slabý. Snazší výroba.</p> <p>Tloušťka zubu: pastorek <math>\delta_1 = 1,14m</math>, kolo <math>\delta_2 = 1,57m</math>.</p> <p>Šířka mezery: pastorek <math>s_{u1} = 2m</math>, kolo <math>s_{u2} = 2,57m</math>.</p>	
<p><i>Ozubení pro hřebenevé zvedaky a ruční zdvihadla</i></p> <p>Při <math>z_1 = 4</math> až <math>6</math> se volí <math>q_1 \approx 0,5R_1</math>, <math>t &gt; 0,5\pi m</math>, <math>s_{u1} = 0,95\pi m - s</math>, <math>h_{u1} = m</math>, <math>h_{u2} = (0,6 \text{ až } 0,8)m</math>.</p>	
<p><i>Ozubení červce</i></p> <p>a) Ozubení hřebenevé s červy na kole <math>q_1 = R_1</math>, <math>q_2 = 0</math>, <math>R_2 = \infty</math> Patní profil pastorku je bod, epicykloida vzniká valením roztečně kružnice <math>r_1</math> po <math>r_2</math>.</p> <p>b) Ozubení hřebenevé s červy na tyči <math>q_1 = 0</math>, <math>q_2 = R_2 = r</math> Hlava pastorku má bok evolventní Pata zubu nezabírá, vytvoří se kruhovým obloukem s vůlí. Používá se v dopravní technice při masových otáčkách kola.</p>	
<p><i>Ozubení rotačních dmychadel</i> <math>q_1 = q_2 = 0,25R</math> <math>z_1 = 2</math></p>	





Obr. 31. Čelní kolo N se šikmými zuby v záběru i hřebenem

U kol se šikmými zuby rozeznáváme:

1. *normálový profil zubů*, tj. profil zubů v normálové rovině  $N-N$  kolmé na boční přímku zubů, který je totožný s normalizovaným základním profilem (indexy  $n$ ).

2. *čelní profil zubů*, tj. profil zubů v čelní rovině  $T-T$  (indexy  $t$ ), kterým je též rovnoměrný lichoběžník, ale s větší roatočí  $t_1$  a s větším úhlem boků  $\alpha$ . V normálové rovině je řezem roztočeného válce s kruhovou základnou elipsa.

V blízkosti valivého bodu  $V$  ji nahradíme

kružnicí křivosti o poloměru  $q_0 = \frac{R_1}{\cos^3 \beta}$

Odpovídající čelní kola s přímými zuby nazýváme porovnávací kola

(počet zubů  $z_0 = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ )

přímka boku zubu  $q$  společná pastorku i kola, takže zuby obou kol se dotýkají v přímce. Základní rozměry čelního soukolí se šikmými zuby jsou v tab. 24

Čelní soukolí se šikmými zuby používáme pro jejich výhody u průmyslových převodovek, převodů obráběcích strojů, motorových vozidel apod.

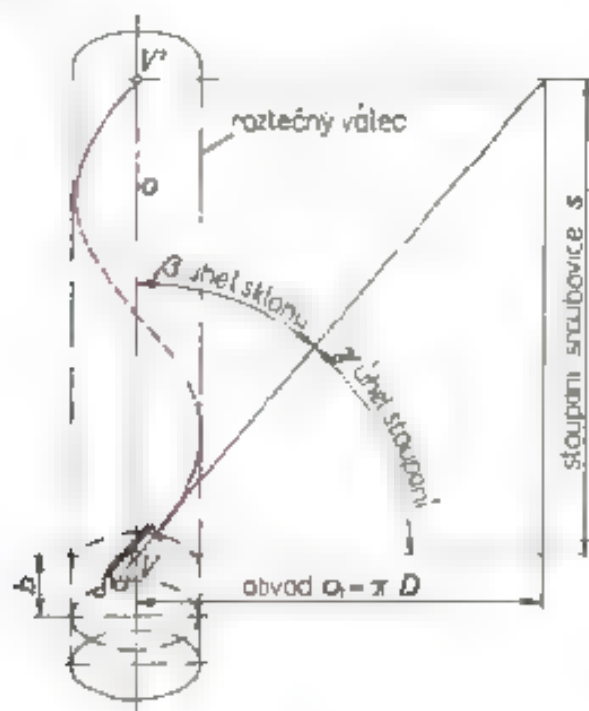
#### 6.4.3 Čelní soukolí se zuby dvojnásobně šikmými, šípovými a dvojnásobně šípovými (tab. 16)

U kol s dvojnásobně šikmými zuby se dělá uprostřed šířky zubů drážka, aby nástroj nepoškodil protější zuby. Použití např. u převodů parních turbin.

Zuby šípových kol jsou nejpevnější uprostřed, proto se u tohoto druhu soukolí doporučuje pohyb jen ve směru šípů, zuby mají menší přesnost – vhodné pro malé obvodové rychlosti, např. u převodů kalandrářů.

Kola s dvojnásobně šípovými zuby se mohou otáčet v obou směrech, použití např. u převodů reverzních válcovacích stolic.

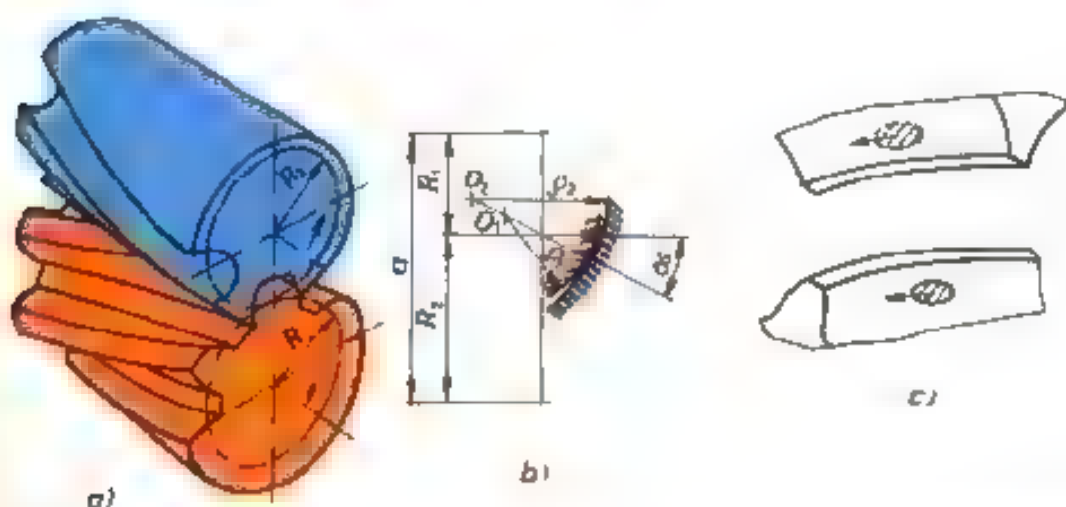
Uvedené zvláštní druhy čelních kol se šikmými zuby se hodí pro přenos největších výkonů. Odstraňují též účinek axiální síly působící u kol s jednoduše šikmými zuby.



Obr 52 Boční křivka zubu čelního kola se šikmými zuby

#### 6.4.4 Čelní kola se šikmým ozubením podle M. L. Novikova (SSSR)

Patent z r. 1955 Toto ozubení patří do skupiny tzv. neevolventních převodů. U evolventního ozubení průsečnicí záběrové roviny s čelní rovinou je záběrová přímka, u kol s ozubením Novikov s rovnoběžnými osami je místo této roviny čára záběru a jejím průsečíkem s čelní rovinou je bod



Obr 53 Ozubení Novikov

a) soukolí Novikov b) zakřivení boků zubů je rozdílné. c) změna bedy dotyku v plošku po zatížení v provozu

Tab. 24 Výpočet rozměrů čelního soukolí se šikmými zuby (soukolí N)

Název		Označení	Vzorce	
			Pastorek	Kolo
Počet zubů DR <sup>1)</sup>	dáno		$z_1 \geq z_{\min}$	$z_2 \geq z_{\min}$
Modul nástroje DR		$m$	$m = m_n$	
Úhel záběru nástroje DR	ČSN 01 4607	$\alpha$	$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$	
Smysl stoupání šroubovice DR			levý	pravý
Šířka ozubení K <sup>2)</sup>		$b$	$b = \psi_m m_n$	
1. dána vzdálenost os				
Úhel sklonu zubu DR K		$\beta$	$\cos \beta = \frac{m_n}{2a} \cdot (z_1 + z_2)$	
2. dán úhel sklonu zubu				
Vzdálenost os DR		$a$	$a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2)$	
Čelací modul DR		$m_t$	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	
Čelací úhel záběru		$\alpha_t$	$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$	
Průměr roztečné kružnice DR		$D$	$D_1 = z_1 m_t$	$D_2 = z_2 m_t$
Výška hlavy		$h_a$	$h_a = m_n$	
Hlavová vůle zubů		$c_a$	$c_a = 0,25 m_n$	
Výška paty zubu		$h_f$	$h_f = m_n + c_a = (1 + 0,25) m_n$	
Výška zubu DR		$h$	$h = h_a + h_f$	
Průměr hlavové kružnice K		$D_a$	$D_{a1} = D_1 + 2h_a$	$D_{a2} = D_2 + 2h_a$
Průměr patní kružnice		$D_f$	$D_{f1} = D_1 - 2h_f$	$D_{f2} = D_2 - 2h_f$
Stoupání šroubovice		$L$	$L_1 = \frac{\pi D_1}{\operatorname{tg} \beta}$	$L_2 = \frac{\pi D_2}{\operatorname{tg} \beta}$
Normalová rozteč		$t_n$	$t_n = \pi m_n$	
Čelací rozteč		$t_t$	$t_t = \pi m_t$	
Normálová tloušťka zubu		$s_n$	$s_{n1} = s_{n2} = \frac{t_n}{2}$	
Počet zubů porovnávacího kola		$z_n$	$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \geq 7$	$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} \geq 7$

<sup>1)</sup> DR — hodnota se uvede v doplňkovém razítku.

<sup>2)</sup> K — rozměr se kótuje na výrobním výkresu.

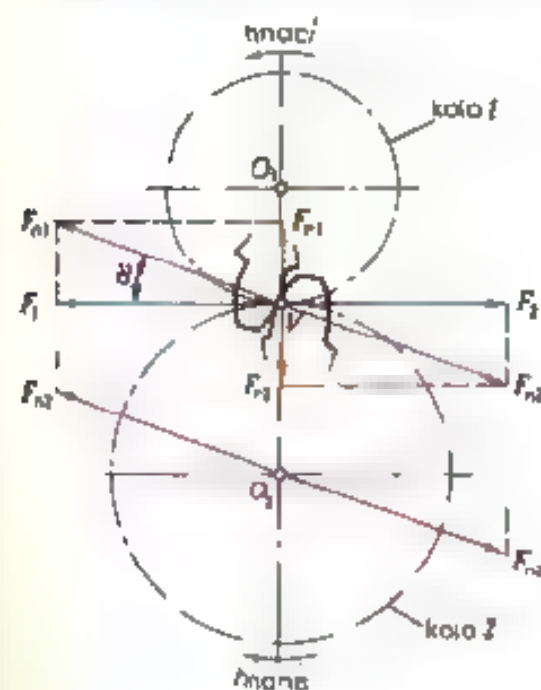
Z obrázku 53a je patrné, že toto ozubení může být provedeno pouze se zuby ve šroubovici. Profílem zubů v čelním řezu je kruhový oblouk nebo jiná plynulá křivka. Ozubení je vytvořeno pohybem kruhového oblouku nebo jiné křivky po šroubovici na rotačním válci. Největší únosnosti by se dosáhlo, kdyby měly profíly zubů pastorku i kola stejné poloměry křivosti. To by však nepřipouštělo uchylku mezi jejich osami. I kdyby se dosáhlo velmi přesné výroby a montáže soukolí, pak prohnutí hřídelů a deformace ostatních součástí při zatížení by znemožnily dokonale shodu záběru. Tyto obtíže byly u ozubení Novikov odstraněny tím, že se použilo nestejného zakřivení boků zubů (obr 53b). Poloměr křivosti vydatého zubu je větší než vypuklého zubu. Z toho plyne, že se zakřivené šroubové boční plochy zubů dotýkají v jediném bodě, který se při záběru pohybuje po čáře ležící na boku zubu ve směru jeho délky, a to konstantní rychlostí. Tím je umožněno, že soukolí může v určitých mezích měnit osovou vzdálenost. Při zatížení se boky zubů vlivem deformace materiálu přizpůsobují provozním podmínkám a bod dotyku se změní v plochu (obr 53c). U tohoto ozubení se dosahuje účinnosti až 99,5 %.

Novikovovo ozubení se používá pro velmi zatížená soukolí s nízkými obvodovými rychlostmi (např. reduktory válcovacích stolic). U nás se vývojem tohoto ozubení zabývaly Žďárské strojirny a slévárny, které je používají. Hřídele je nutno počítat na kombinované namáhání.

## 6.5 Namáhání a výpočet čelních soukolí

### 6.5.1 Silové a převodové poměry, účinnost

Silové poměry u čelního soukolí s přímými zuby jsou na obr 54. Reakce v ložiskách hřídelů ozubených kol jsou na obr 55. Hřídel 1 přenáší krouticí moment  $M_{k1}$  a ohybový moment  $M_{o1}$ , hřídel 2 přenáší krouticí moment  $M_{k2}$  a ohybový moment  $M_{o2}$ . Hřídele je nutno počítat na kombinované namáhání.



Obr 54 Síly působící na zuby kol čelního soukolí s přímými zuby. Obvodové síly působí na obvodě roztečné (vzájemné) kružnice

$$F = \frac{M_k}{R} \quad (\text{soukolí N a VN}),$$

$$F = \frac{M_k}{R_v} \quad (\text{soukolí V}),$$

normálové síly působí na kola v normálové rovině

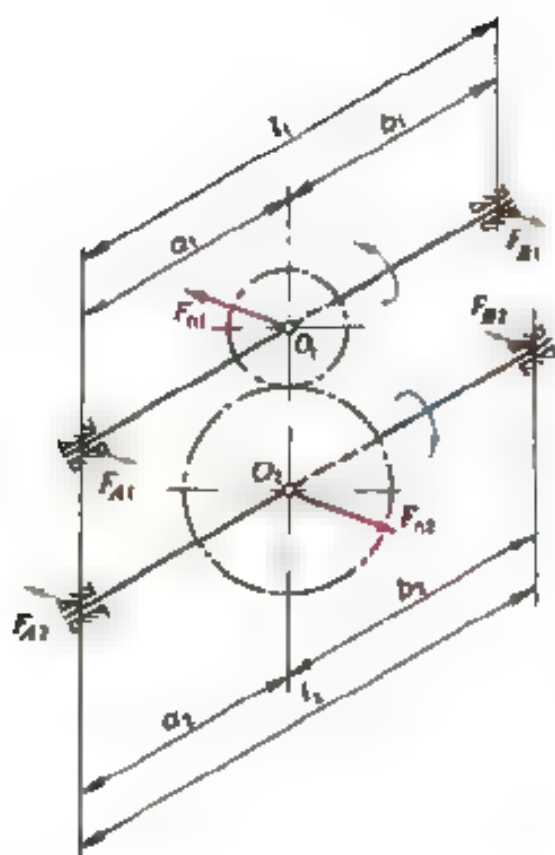
$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (\text{soukolí N a VN}),$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_v} \quad (\text{soukolí V}),$$

radiální síly působí na kola ve směru poloměru

$$F_r = F \cdot \tan \alpha \quad (\text{soukolí N a VN}),$$

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_v \quad (\text{soukolí V})$$



Obr. 55 Síly v ložiskách hřídele s jedním čelním ozubeným kolem s přímými zuby

Reakce  $F_A$  a  $F_B$  hřídel 1

$$F_{A1} = \frac{F_{n1} \cdot b_1}{l_1}, \quad F_{B1} = \frac{F_{n1} \cdot a_1}{l_1}$$

hřídel 2

$$F_{A2} = \frac{F_{n2} \cdot b_2}{l_2}, \quad F_{B2} = \frac{F_{n2} \cdot a_2}{l_2}$$

Ohybové momenty

$$\text{hřídel 1: } M_{n1} = F_{A1} \cdot a_1 = F_{B1} \cdot b_1$$

$$\text{hřídel 2: } M_{n2} = F_{A2} \cdot a_2 = F_{B2} \cdot b_2$$

Síly na kole se šikmými zuby jsou na obr. 56, 57. Radiální zatížení ložisek způsobuje hlavně obvodová síla  $F_t$ , působení radiální síly  $F_r$  je poměrně malé.

**Převodová čísla**

$$i_{1,2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{— soukolí N, VN,}$$

$$i_{1,2} = \frac{R_{v2}}{R_{v1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{— soukolí V}$$

U čelních soukolí s motorickým pohonem bývá  $i_{1,2} \leq 8$ , u ručního pohonu až 14.

**Účinnost soukolí**

$$\eta_{1,2} = \eta_s \cdot \eta_{11} \cdot \eta_{12} = P_2 / P_1,$$

kde  $\eta_s$  je účinnost ozubení u čelních kol s přímými zuby pro

neopracované zuby, běžně mazané  $\eta_s = 0,90$ ,

neopracované zuby, dobře mazané  $\eta_s = 0,96$ ,

opracované a zaběhnuté zuby, dobře mazané  $\eta_s = 0,98$  až  $0,99$ ,

$\eta_1$  — účinnost ložisek hnacího a hnacího hřídele, bývá pro

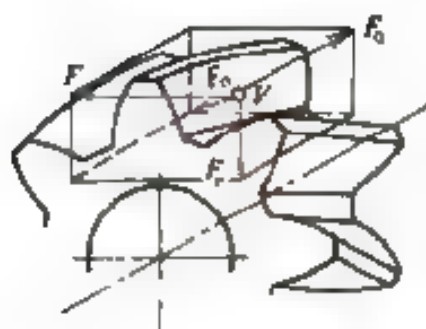
kluzná ložiska  $\eta_1 = 0,96$  až  $0,98$ ,

valivá ložiska  $\eta_1 = 0,99$ .

Účinnost složeného převodu je dána součinem účinností jednotlivých soukolí

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \dots \cdot \eta_{n-1,n}$$





Obr. 56. Prostorové znázornění sil na kole se šikmými zuby

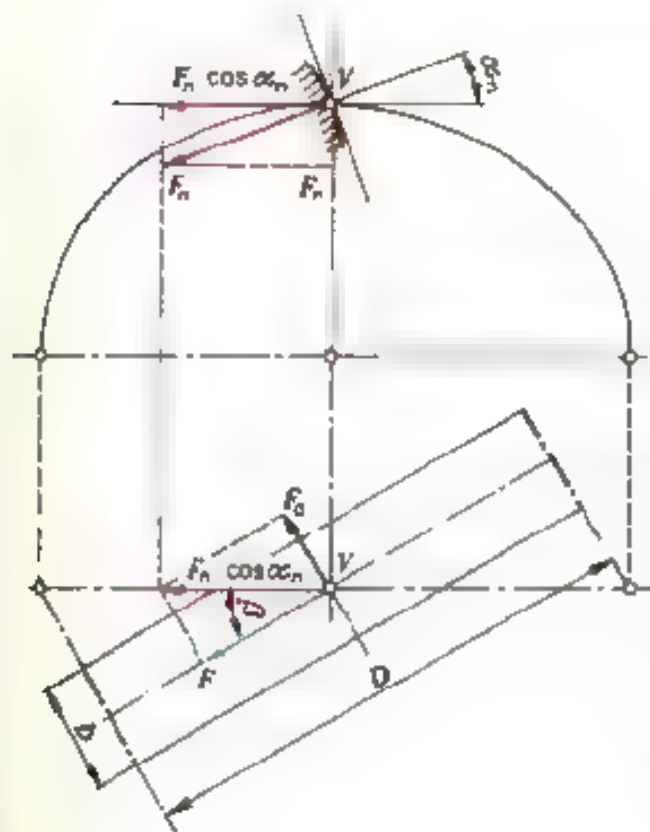
Účinnost nových čelních soukolí s přímými zuby je podle provedení od 0,98 do 0,92, u značně opotřebovaných soukolí může klesnout i na 0,85

### 6.5.2 Materiály ozubených kol

Voli se podle přenašených sil a obvodových rychlostí, požadované životnosti a bezpečnosti, ceny a hmotnosti, počtu vyráběných kusů, vlivu pracovního prostředí, přípustné hlučnosti apod.

Kola ze šedé litiny volíme pro menší namáhání a malé obvodové rychlosti (asi do  $5 \text{ m s}^{-1}$ ). Používá se litina 42 2420 a 42 2425, v poslední době též tvárná litina 42 2304.

Oceli na odlitky jsou vhodné pro kola větších průměrů a tam, kde nestačí pevnost šedé litiny, používají se oceli uhlíkové (42 2630, 42 2650 a 42 2660) i slitinové (42 2719, 42 2723 a 42 2750).



Obr. 57. Síly na kole se šikmými zuby  
Normálovou sílu  $F_n$  rozložíme na tři složky obvodovou, axiální a radiální. Z daného momentu  $M_t$  vypočítáme obvodovou sílu

$$F = \frac{2M_t}{D} = \frac{2M_t \cos \beta}{z m_n}$$

axiální síla

$$F_a = F \tan \beta = \frac{2M_t \sin \beta}{z m_n}$$

radiální síla

$$F_r = F_n \cos \alpha_n \tan \alpha_n = \frac{F}{\cos \beta} \tan \alpha_n = \frac{2M_t \tan \alpha_n}{z m_n}$$

výsledný normálový tlak na zub

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_n \cos \beta} = \frac{2M_t}{z m_n \cos \alpha_n}$$

*Oceli třídy 11* (11 423, 11 428, 11 500, 11 600 a 11 790) jsou pro ozubená kola méně vhodné. V soukoll mají být kola z těchto materiálů párována s pastorky z oceli třídy 12 nebo 13. Pastorek má být o 15 až 25 HB tvrdší než kolo, aby soukolí nemělo sklon k zadírání boků zubů. U méně namáhaných soukolí se doporučuje párovat ocelový pastorek s kolem ze šedé litiny, musí být však dodržen rozdíl v povrchové tvrdosti.

Vhodným materiálem jsou *zušlechtěné oceli* 12 050, 12 060, 13 141, 13 240, 14 240, 15 260 a 16 250. Zejména se doporučuje ocel 13 240, dávající až zrcadlově lesklé boky zubů. Oceli užívané *pro povrchové kalení* jsou 11 600, 12 050, 12 061, 14 240 a 15 261. Z *cementačních ocelí* (12 010, 12 020, 14 220, 14 221, 16 121, 16 220, 16 420) se vyrábějí kola velmi namáhaná otěrem.

*Nitridační ocel* (14 340, 15 330 a 15 340) se používají hlavně na kola, jejichž zuby nelze brousit. Poněvadž tvrdá povrchová vrstva je velmi tenká, jsou dovolená zatížení o polovinu menší než u oceli cementovaných a kalených.

Přehled mechanických vlastností materiálů je v návrhu ČSN 01 4686 z r. 1975 (ST1).

Na hodinářská kola se používá též *mosaz*. *Slituté kovy* (směs 93 % Fe a 7 % Cu) se lisují a spékají pod tlakem 400 až 1 000 MPa. Průměr kol je omezen na 80 mm.

Z *nekovových materiálů* se používá surová kůže na pastorky uložené na hřídeli elektromotoru, a to pro menší výkony při obvodových rychlostech do  $12 \text{ m s}^{-1}$ . Kůže je však citlivá na změnu vlhkosti a nesnáší minerální oleje.

*Tvrzené dřevo*, které vznikne stmelněním dřív z habrového dřeva a umělých pryskyřic, ve vlhku bobtná.

*Plasty* jsou uváděny na trh pod velkým počtem názvů, a proto informativní jsou jen údaje výrobců. Nevýhodou mnoha plastů je rovněž bobtnavost způsobující změny rozměrů. Lisovaný formaldehyd ( $\sigma_{\text{H}} = 25 \text{ MPa}$ ) se používá na ozubená kola měřicích přístrojů a hodinových strojků. Polymetylmetakrylát (plexisklo) se hodí na málo zatížená kola. Polyamidy jsou pružné, použitelnost jen do teploty  $60^\circ \text{C}$ . Vrstvené fenolové plasty mají větší pevnost. Kola z těchto materiálů odolávají oleji, zředěným kyselinám a louhům.

### 6.5.3 Přesnost ozubených kol

Návrh ST SEV třídí ozubená kola podle 12 stupňů přesnosti, s ohledem na rozsah obvodových rychlostí, způsoby výroby a použití (tab. 25).

### 6.5.4 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol

Praktická kontrola únosnosti čelních ozubených kol se provádí podle návrhu ČSN 01 4686 z r. 1975, který je shodný s doporučením RVHP. Norma je velmi obsáhlá a pracuje s množstvím součinitelů. Proto je vhodné provádět výpočet na počítači.

Pro školní výpočet autoh postup poněkud zjednodušili (nikoli na úkor správnosti) tím, že vynechali některé součinitele (součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar  $K_F$ ,  $K_H$ , součinitele velikosti  $K_{F_N}$  a  $K_{H_N}$ , dále součinitel

Tab. 25 Stupně přesnosti ozubených kol podle návrhu standardu SF V

Stupeň přesnosti	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Obvodová rychlost ( $m s^{-1}$ )				60 až 12		12 až 4		4 až 0,8		0,8 a méně			
Způsob výroby kol				nejmenší opracovaná		čistě hlazená nebo broušená		hrubovaná a tliskou hlazená		litá nebo hrubovaná			
Použití				kontrolní kola		převody měřicích přístrojů							
							převody ohrábčích strojů						
							převody přístrojů hodinářské a přesné mechaniky						
						převody počítačích a kancelářských strojů							
					převody turbin								
					převody spalovacích motorů								
	převody v chemickém průmyslu												
						převody textilních strojů							
						převody tiskářských strojů							
	převody zdvihačů a dopravníků												
				lodní převodovky									

obvodové rychlosti  $Z_c$ ), které jsou podle současných podkladů přibližně rovny 1. Potřebné tabulky a diagramy pro výpočet čelních kol s přímými i šikmými zuby jsou ve ST1.

#### Postup při dimenzování a kontrole ozubených kol

1. Předběžný výpočet modulu podle přibližných vzorců.
2. Výpočet rozměrů ozubených kol.
3. Kontrolní výpočet únosnosti ozubených kol podle návrhu ČSN 01 4686.

Kontroluje se namáhání paty zubu na ohyb a namáhání boků zubů dotykovým tlakem (tab. 26).

Tab. 26 Postup kontrolního výpočtu únosnosti čelních ozubených kol podle návrhu ČSN 01 4686

Kontrola únosnosti v ohybu	Kontrola dotykové únosnosti
<p style="text-align: center;"><b>1. Směrovatná obvodová síla na jednotku šířky zubu</b></p> <p style="text-align: center;">pro výpočet namáhání paty zubu                      pro výpočet namáhání boku zubu</p> $F_{Fe} = \frac{F_1}{b} \cdot K_1 \cdot K_\alpha \cdot K_{F\beta} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$ $F_{Fb} = \frac{F_1}{b} \cdot K_1 \cdot K_\alpha \cdot K_{H\beta} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$ <p>kde <math>F_1 = \frac{P_1}{i} = \frac{2M_{11}}{D_1}</math> je jmenovitá obvodová síla na roztečné kružnici v čelní rovině (N),  <math>b</math> – šířka ozubeného kola (mm),  <math>K_1</math> – provozní součinitel (ST1),  <math>K_\alpha</math> – součinitel vnitřních dynamických sil (ST1),  <math>K_{F\beta}, K_{H\beta}</math> – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro výpočet namáhání paty resp. boku zubu</p>	
<p><b>2. Srovnávací ohybové napětí v patě zubu</b></p> <p>Pro kolo 1 <math>\sigma_{F1} = \frac{F_{Fe}}{m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_s \cdot Y_\beta</math> (MPa)</p> <p>pro kolo 2, <math>\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{Fa2}}{Y_{Fa1}}</math> (MPa)</p> <p>kde <math>m_n</math> je normálový modul (mm),  <math>D_1 = z_1 \frac{m_n}{\cos \beta}</math> průměr roztečné kružnice pasivního (mm),  <math>i</math> – převodové číslo  <math>Y_{Fa1}, Y_{Fa2}</math> popř. <math>Z_H</math> – součinitele tvaru zubu pro výpočet namáhání paty (pro kolo 1 a 2),  popř. boku zubu (ST1),  <math>Z_M</math> – součinitel materiálu (<math>\sqrt{\text{MPa}}</math>) (ST1),  <math>Y_s</math> – součinitel vlivu trvání záběru evolventy (ST1) pro čelní kola <math>Y_s = \frac{1}{\epsilon_H}</math> kde <math>\epsilon_H</math> je součinitel trvání záběru, určí se buď graficky (kap. 6.2.6), nebo počítaně pro vnější ozubení</p> $\epsilon_H = \sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} \cdot \sin \alpha$ <p>kde <math>R_{a1}, R_{a2}</math> jsou poloměry hlavových kružnic kol (mm),  <math>R_{b1}, R_{b2}</math> – poloměry základních kružnic kol (mm),  <math>\alpha</math> – valivý úhel záběru (<math>^\circ</math>),  <math>a</math> – vzdálenost os (mm),  <math>r_b</math> – základní rozteč (mm),  <math>Z_H</math> – součinitel součtové délky stykových čar boků zubů (ST1),  <math>Y_\beta</math> – součinitel sklonu zubu (u kol se šikmými zuby) (ST1).</p>	<p><b>2. Srovnávací Hertzův<sup>1)</sup> tlak</b></p> $\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{Fb}}{D_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_s \quad (\text{MPa})$

<sup>1)</sup> H. Hertz vyvinul teorii pro dvojici válců, pomocí které se může vypočítat největší tlak v jejich styku.

Pokračování.

Kontrola únosnosti v ohybu	Kontrola dotykové únosnosti												
<p>3 Mez cyklické pevnosti paty zubu v ohybu</p> <p>Pro kolo 1: <math>\sigma_{FD1} = \sigma_{FC1} \cdot Y_{R1} \cdot Y_S</math></p> <p>pro kolo 2: <math>\sigma_{FD2} = \sigma_{FC2} \cdot Y_{R2} \cdot Y_S</math></p> <p>kde <math>\sigma_{FC}</math>, popř. <math>\sigma_{HC}</math> je mez cyklické pevnosti materiálu kola v ohybu, popř. v dotyku pro <math>5 \cdot 10^7</math> zatěžovacích cyklů (ST1),  <math>Y_{R1}</math>, <math>Y_{R2}</math>, popř. <math>Z_{R1}</math>, <math>Z_{R2}</math> součinitele drsnosti povrchu v oblasti patní přechodové křivky, popř. v oblasti boku zubu (ST1),  <math>Y_S</math> – součinitel vrubu v oblasti patní přechodové křivky (ST1),  <math>K_L</math> – součinitel maziva a druhu mazání (ST1)</p>	<p>3 Mez cyklické pevnosti boku zubu pro dotykový (Hertzův) tlak</p> <p><math>\sigma_{HD1} = \sigma_{HC1} \cdot Z_{R1} \cdot K_L</math></p> <p><math>\sigma_{HD2} = \sigma_{HC2} \cdot Z_{R2} \cdot K_L</math></p>												
<p>4 Bezpečnost</p> <table border="0"> <tr> <td>proti únavovému lomu</td><td>proti tvorbě pittingu<sup>2)</sup></td></tr> <tr> <td>pro kolo 1: <math>k_{F1} = \frac{\sigma_{FD1}}{\sigma_{FC1}}</math></td><td><math>k_{H1} = \frac{\sigma_{HD1}}{\sigma_H}</math></td></tr> <tr> <td>pro kolo 2: <math>k_{F2} = \frac{\sigma_{FD2}}{\sigma_{FC2}}</math></td><td><math>k_{H2} = \frac{\sigma_{HD2}}{\sigma_H}</math></td></tr> </table> <p>U převodů s neomezenou životností</p> <table border="0"> <tr> <td><math>k_F \geq 1,7</math></td><td>pro <math>z_1 \leq 20</math>: <math>k_H \geq 1,4</math></td></tr> <tr> <td></td><td>pro <math>z_1 &gt; 20</math>: <math>k_H \geq 1,2</math></td></tr> </table> <p>U převodů s časově omezenou životností<sup>3)</sup></p> <table border="0"> <tr> <td><math>k_F \geq 1,4</math></td><td><math>k_H = 0,4 \text{ až } 1</math></td></tr> </table>		proti únavovému lomu	proti tvorbě pittingu <sup>2)</sup>	pro kolo 1: $k_{F1} = \frac{\sigma_{FD1}}{\sigma_{FC1}}$	$k_{H1} = \frac{\sigma_{HD1}}{\sigma_H}$	pro kolo 2: $k_{F2} = \frac{\sigma_{FD2}}{\sigma_{FC2}}$	$k_{H2} = \frac{\sigma_{HD2}}{\sigma_H}$	$k_F \geq 1,7$	pro $z_1 \leq 20$ : $k_H \geq 1,4$		pro $z_1 > 20$ : $k_H \geq 1,2$	$k_F \geq 1,4$	$k_H = 0,4 \text{ až } 1$
proti únavovému lomu	proti tvorbě pittingu <sup>2)</sup>												
pro kolo 1: $k_{F1} = \frac{\sigma_{FD1}}{\sigma_{FC1}}$	$k_{H1} = \frac{\sigma_{HD1}}{\sigma_H}$												
pro kolo 2: $k_{F2} = \frac{\sigma_{FD2}}{\sigma_{FC2}}$	$k_{H2} = \frac{\sigma_{HD2}}{\sigma_H}$												
$k_F \geq 1,7$	pro $z_1 \leq 20$ : $k_H \geq 1,4$												
	pro $z_1 > 20$ : $k_H \geq 1,2$												
$k_F \geq 1,4$	$k_H = 0,4 \text{ až } 1$												

<sup>1)</sup> Při překročení Hertzova tlaku uvolňují se částí zubních boků, čím vznikají jamky, tzv. pitting (kap. 6.10.1).

<sup>2)</sup> U převodů s časově omezenou životností ( $N < 5 \cdot 10^7$  cyklů) je možno určit počet zatěžných cyklů, které zub vydrží, pomocí grafu ve ST1.

### Předběžný výpočet modulu ozubených kol

Pro dimenzování ozubených kol před kontrolním výpočtem podle ČSN je třeba předběžně vypočítat modul, jehož násobkem jsou rozměry ozubených kol. Dříve se k tomu používalo klasického a jednoduchého Bachova vzorce, který však uvažuje pouze namáhání na ohyb v patě zubu. To zdaleka nevystihuje stav namáhání ozubených kol (únavové namáhání, nepřesnost, úchylinky, které způsobují nerovnoměrnost zatížení, otěr a styková napětí atd.). Pro přibližný předběžný výpočet se v literatuře používá řady vzorců. Autoři pokládají za nejvýhodnější použít zjednodušených a upravených vzorců únosnosti podle ČSN 01 4686. Lze použít dvou vzorců:



1. Pro kalená kola většinou rozhoduje výpočet unosnosti v ohybu

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_k}{z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma'_{FD}}} = 10 \sqrt[3]{\frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma'_{FD}}}$$

kde  $\psi_m = b/m$  (ST1),

$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{FC}}{7 \text{ až } 10}$  je dovolené napětí v ohybu,

$\sigma_{FC}$  – mez cyklické pevnosti materiálu kola v ohybu (viz ST1),

$z_1$  – počet zubů pastorku, volí se.

pro  $v > 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$   $z_1 \approx 20 \text{ až } 25$ ,

pro  $v = 1 \text{ až } 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$   $z_1 \approx 18 \text{ až } 22$ ,

pro  $v < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$   $z_1 = 15 \text{ až } 20$ ,

výjimečně  $z_1 < 15$ .

2. Pro nekalená kola většinou rozhoduje výpočet únosnosti v otláčení

$$m = \frac{1}{z_1} \sqrt[3]{\frac{2M_k \cdot Z_M^2 \cdot i + 1}{\psi_D \cdot \sigma'_{HD} \cdot i}} = \frac{10}{z_1} \sqrt[3]{\frac{P \cdot Z_M^2}{\psi_D \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \sigma'_{HD} \cdot i} \cdot \frac{i + 1}{i}}$$

kde  $\psi_D = b/D$  (viz ST1),

$Z_M$  je součinitel materiálu (MPa),

$\sigma'_{HD} = \frac{\sigma_{HC}}{3 \text{ až } 6}$  – dovolené napětí v otláčení,

$\sigma_{HC}$  – mez cyklické pevnosti v dotyku.

*Příklad výpočtu*

Navrhnete a propočítete převod čelním soukolím N s přímými zuby od elektromotoru na hnací buben pásového dopravníku. Motor má výkon  $P = 2,4 \text{ kW}$ , otáčky  $n_1 = 1425 \text{ min}^{-1} \approx 23,75 \text{ s}^{-1}$ , otáčky bubnu  $n_2 = 250 \text{ min}^{-1} \approx 4,17 \text{ s}^{-1}$ . Kolo 1 je z materiálu 15 241 (zušlechťený), kolo 2 z 11 700 (normalizačně žhany). Počet zubů pastorku  $z_1 = 18$ .

1. *Předběžný výpočet modulu*

Protože jsou kola nekalená, rozhoduje výpočet na otláčení.

$$m = \frac{10}{z_1} \sqrt[3]{\frac{P \cdot Z_M^2}{\psi_D \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \sigma_{HD1}^2} \cdot \frac{i + 1}{i}}$$

Zc ST1:  $Z_M = 272 \sqrt{\text{MPa}}$ ,  $\sigma_{HC1} = 690 \text{ MPa}$ ,

$$\sigma'_{HD1} = \frac{\sigma_{HC1}}{3} = \frac{690 \text{ MPa}}{3} = 230 \text{ MPa}.$$

Zc ST1 volíme  $\psi_D = b/D_1 \approx 1,2$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{23,75 \text{ s}^{-1}}{4,17 \text{ s}^{-1}} = 5,7.$$

$$m = \frac{10}{18} \sqrt[3]{\frac{2400 \text{ W} \cdot 272^2 \text{ MPa}}{1,2 \cdot \pi \cdot 23,75 \text{ s}^{-1} \cdot 230^2 \text{ MPa}^2} \cdot \frac{5,7 + 1}{5,7}} \approx 2 \text{ mm}.$$

## 2. Výpočet rozměrů potřebných pro kontrolní výpočet

$$z_2 = z_1 \cdot i = 5,7 \cdot 18 = 102,6 \approx 103,$$

$$D_1 = z_1 \cdot m = 18 \cdot 2 \text{ mm} = 36 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot m = 103 \cdot 2 \text{ mm} = 206 \text{ mm},$$

$$D_{a1} = D_1 + 2m = 36 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 40 \text{ mm},$$

$$D_{a2} = D_2 + 2m = 206 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 210 \text{ mm},$$

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 2 \text{ mm} = 6,28 \text{ mm},$$

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{(36 + 206) \text{ mm}}{2} = 121 \text{ mm},$$

$$b = \psi_D \cdot D_1 = 1,2 \cdot 36 \text{ mm} = 43,2 \text{ mm} \approx 45 \text{ mm},$$

$$D_{b1} = D_1 \cdot \cos \alpha = 36 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 33,83 \text{ mm},$$

$$D_{b2} = D_2 \cdot \cos \alpha = 206 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 193,58 \text{ mm},$$

$$t_b = t \cdot \cos \alpha = 6,28 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 5,90 \text{ mm},$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} - a \sin \alpha}{t_b} = \\ &= \frac{\sqrt{20^2 - 16,91^2} + \sqrt{105^2 - 96,79^2} - 121 \cdot \sin 20^\circ}{5,90} \frac{\text{mm}}{\text{mm}} = \\ &= \frac{10,68 + 40,70 - 41,38}{5,90} \frac{\text{mm}}{\text{mm}} = 1,69. \end{aligned}$$

Ostatní rozměry se vypočítají podle tab. 17.

## 3. Kontrola ozubení na únosnost v ohybu

### a) Obvodová rychlost:

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot 0,036 \text{ m} \cdot 23,75 \text{ s}^{-1} = 2,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Podle tabulky 25 se volí kvalita kol 8 – běžně frézováno.

### b) Jmenovitá obvodová síla

$$F_t = \frac{P_i}{v} = \frac{2400 \text{ W}}{2,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 890 \text{ N}.$$

### c) Směrodatná obvodová síla v ohybu:

$$F_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_f \cdot K_v \cdot K_{Fa}.$$

$$\text{Ze ST1: } K_f = 1, \quad K_v = 1,25$$

Určení  $K_{Fa}$  ze ST1 pro  $D_2 = 206 \text{ mm}$ ,  $m = 2 \text{ mm}$ , stupeň přesnosti ozubení 8 je  $f_{p02} = 20 \mu\text{m}$ ,

$$\frac{F_{Ft}}{K_{Fa}} = \frac{F_t}{b} \cdot K_f \cdot K_v = \frac{890 \text{ N}}{45 \text{ mm}} \cdot 1 \cdot 1,25 = 25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1},$$

poněvadž překročíme horní okraj diagramu, bereme  $q_k = 1$ .

Pro  $\varepsilon_a = 1,69$  (viz ad 2) nalezneme v diagramu (ST1),  $K_{Fa} = 1,69$ .

$$F_{F1} = \frac{F_t}{b} \cdot K_l \cdot K_v \cdot K_{Fa} = \frac{890 \text{ N}}{45 \text{ mm}} \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,69 = 41,78 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

d) Srovnávací ohybové napětí ze ST1,  $Y_{F1} = 2,9$ ,  $Y_{F2} = 2,2$ ,

$$Y_t = \frac{1}{\varepsilon_a} = \frac{1}{1,69} = 0,59, \quad Y_F = 1,$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{F1}}{m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_t \cdot Y_F = \frac{41,78 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}}{2 \text{ mm}} \cdot 2,9 \cdot 0,59 \cdot 1 = 35,74 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 35,74 \text{ MPa} \cdot \frac{2,2}{2,9} = 27,12 \text{ MPa}.$$

e) Mez cyklické pevnosti paty zubů v ohybu (ST1)  $\sigma_{FC1} = 210 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{FC2} = 170 \text{ MPa}$ ,  $Y_{R1} = Y_{R2} = 0,95$ ,  $Y_S = 1$  (pro  $c_n = 0,25 \text{ m}$ ),

$$\sigma_{FD1} = \sigma_{FC1} \cdot Y_{R1} \cdot Y_S = 210 \text{ MPa} \cdot 0,95 \cdot 1 = 200 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{FD2} = \sigma_{FC2} \cdot Y_{R2} \cdot Y_S = 170 \text{ MPa} \cdot 0,95 \cdot 1 = 162 \text{ MPa}$$

f) Bezpečnost proti únavovému lomu

$$k_{F1} = \frac{\sigma_{FD1}}{\sigma_{F1}} = \frac{200 \text{ MPa}}{35,74 \text{ MPa}} = 5,6 > 1,7,$$

$$k_{F2} = \frac{\sigma_{FD2}}{\sigma_{F2}} = \frac{162 \text{ MPa}}{27,12 \text{ MPa}} = 6 > 1,7, \text{ vyhovuje.}$$

#### 4. Kontrola ozubení na dotykovou únosnost

a) Směrodatná obvodová síla v dotyku.

$\varepsilon_a = 1,69$  (viz ad 2), pro přímé zuby  $\beta = 0^\circ$ ,  $\varepsilon_\beta = 0$ ,

ze ST1:  $Z_\beta = 0,871$  a pro  $q_1 = 1$  je  $K_{H\beta} = 1,31$ ,

$$F_{H1} = \frac{F_t}{b} \cdot K_l \cdot K_v \cdot K_{H\beta} = \frac{890 \text{ N}}{45 \text{ mm}} \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,31 = 32,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}.$$

b) Srovnávací Hertzův tlak: ze ST1  $Z_H = 1,76$ ,  $Z_M = 272 \sqrt{\text{MPa}}$ ,  
 $Z_t = 0,871$  (viz ad 4a),

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{F_{H1}}{D_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_t = \\ &= \sqrt{\frac{32,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}}{36 \text{ mm}} \cdot \frac{5,72+1}{5,72}} \cdot 1,76 \cdot 272 \sqrt{\text{MPa}} \cdot 0,871 = 444,5 \text{ MPa}. \end{aligned}$$

c) Mez cyklické pevnosti boku zubu pro dotykový (Hertzův) tlak (ST1):

$\sigma_{HC1} = 690 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{HC2} = 570 \text{ MPa}$ ,  $Z_{R1} = Z_{R2} = 0,95$  (běžně frézováno),

$K_L = 1$  pro mazání v olejové lázni nebo ruční tukem ( $v = 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  - ze ST1),

$$\sigma_{HD1} = \sigma_{HCL} \cdot Z_R \cdot K_L = 690 \text{ MPa} \cdot 0,95 \cdot 1 = 655,5 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{HD2} = \sigma_{HCL} \cdot Z_R \cdot K_L = 570 \text{ MPa} \cdot 0,95 \cdot 1 = 541,5 \text{ MPa}.$$

d) Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$k_{H1} = \frac{\sigma_{HD1}}{\sigma_H} = \frac{655,5 \text{ MPa}}{444,5 \text{ MPa}} = 1,47 > 1,4,$$

$$k_{H2} = \frac{\sigma_{HD2}}{\sigma_H} = \frac{541,5 \text{ MPa}}{444,5 \text{ MPa}} = 1,22 > 1,2, \text{ soukolí vyhovuje}$$

*Výpočet na počítači*

Pro stejné zadání byl proveden výpočet na počítači podle továrních zvyklostí (dosud v technických jednotkách) (tab. 27). Výpočtař, popř. konstruktér, vyplní silně orámovanou část zadávacího protokolu (tab. 27a). Některé hodnoty bývají alternativní ve čtyřech sloupcích (zejména modul a šířka zubů). Počítač provede podle programu výpočet všech čtyř alternativ (výpočet alternativy podle druhého sloupce zadávacího protokolu je v tab. 27b) a konstruktér si z nich vybere nejvhodnější.

## OTÁZKY A ÚKOLY

### 6.3 Čelní soukolí s cykloidním a hodinářským ozubením

#### 6.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

1. Proč je nejrozšířenější evolventní ozubení? Kdy se použije ozubení cykloidní, hodinářské, červové, Novikovo?
2. Ve kterých případech a pro jaké výkony, obvodové rychlosti a převodové poměry se použijí čelní soukolí s přímými, šikmými, šípovými, dvojnásobně šikmými a dvojnásobně šípovými zuby?
3. Může být úhel sklonu zubu  $\beta$  libovolně veliký? Jak velký bývá?
4. Proč je normálový profil zubů hřebene totožný se základním profilem?
5. Jaký je vztah mezi modulem, roztečí a úhlem záběru v normálové a čelní rovině?
6. Které hodnoty musíme znát, abychom mohli vypočítat průměr roztečné kružnice u čelního kola se šikmými zuby?
7. Počet zubů čelního soukolí se šikmými zuby  $z_1 = 18$ ,  $z_2 = 25$ ,  $m_n = 5 \text{ mm}$ , vzdálenost os  $a = 110 \text{ mm}$ . Vypočítejte úhel sklonu  $\beta$ .  $[12^\circ 14']$
8. Proveďte rozměrový výpočet čelního soukolí se šikmými zuby. Je-li dáno  $z_1 = 16$ ,  $z_2 = 95$ ,  $m_n = 4,5 \text{ mm}$ ,  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $\beta = 15^\circ$ .

### 6.5 Namáhání a výpočet čelních soukolí

- Nakreslete a vysvětlete sílové poměry při záběru čelního soukolí s a) přímými, b) šikmými zuby. Odvoďte vztahy mezi  $F_{t1}$ ,  $F$  a  $F_{t2}$ , popř.  $F_n$ .
2. Na čem závisí účinnost ozubení čelního soukolí s přímými zuby?
  3. Kroutičí moment  $M_{k1} = 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$ , převodové číslo  $i = 3$ . Jaký je hnaný kroutičí moment  $M_{k2}$ , neuvažujeme-li ztráty třením v ozubení a v ložiskách?  $[3 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}]$
  4. Které druhy materiálů, používané pro výrobu ozubených kol, jsou deficiční? Které materiály lze hospodárně použít?
  5. Jaké výhody a nevýhody mají ozubená kola z plastů a kdy se použijí?
  6. Jak jsou namáhány zuby ozubených kol?
  7. Jak se projevuje porušení boků zubů u kol namáhaných na dotykový (Hertzův) tlak?
  8. Proveďte předběžný a kontrolní pevnostní výpočet pastorku s čelním přímým ozubením, je-li dáno  $P_1 = 50 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 16,67 \text{ s}^{-1}$ ,  $z_1 = 16$ , materiál 16-420, cementováno, kaleno, spoluzabírající kolo z oceli,  $i = 4$ . Volte poměr  $\psi_m = b/m = 20$ , provozní součinitel  $K_1 = 1,25$ .  $[m = 4 \text{ mm}]$

Tab. 27a. Zadávací protokol pro výpočet ozubených kol na počítači

# Zadávací protokol

Výpočet ozubení podle ČSN 01 4686

## ČELNÍ KOLA S PŘÍMÝMI A ŠIKMÝMI ZUBY

Program J-45

Volací číslo 135

Středisko

Zadávatel

Číslo úkolu

--	--	--	--	--

Děraje se po sloupcích sítě orámovaná část.

Číslo výpočtu		-	-	14 (			
Datum		-	-	15 (	23	9	1975
Text				16 (	Kontrola čelního ozubení		
Počet zubů	pastorek	-	z	17 (	18	17 (	18
	kolo		-	103	103	103	103
Modul normalový		mm	$m_n$	1,5	2	2,5	2,5
Uhel záběru				20			
			$\alpha_n$	0			
			"	0			
Uhel sklonu zubů				0			
			$\beta$	0			
			"	0			
Šířka zubů věnce		mm	$b$	50	50	40	50
Přiklon		kW	$P$	2,4			
Otáčky pastorku		$\text{mm}^{-1}$	$n_1$	1425			
Boční vůle		mm	$c_n$	0,080			
Výška paty zubu		mm	$h_f$	$1,25 m_n$			
Modul pružnosti	pastorek	kp/mm	$E_1$	21 000			
	kolo	kp/mm	$E_2$	21 000			
Osová vzdálenost		mm	$a$	18 (	0	18 (	18 (
Jednotkové posunutí	pastorek		$x_1$	0			
	kolo	-	$x_2$	0			
Hlavový průměr	pastorek	mm	$D_{p,1}$	0			
	kolo	mm	$D_{p,2}$	0			
Součinitel	hlavové vůle	0,25	$c_e$	19 (	0,25	19 (	19 (
	zuočení hlavy nástroje	0,38	$R_f$	0,38			
Šířka zubů	pastorek	mm	$b_1$	55	55	45	55
	kolo	mm	$b_2$	50	50	40	50
Úchylka základní rozteče		$\mu\text{m}$	$f_{pbz}$	16			

Pokračovat na



Poissonova konstanta		pastorek		$\mu_{11}$	0,3				
		kolo		-	$\mu_{12}$	0,3			
Výpočet	provozní			$K_1$	1,25				
	vnitřní dynamické síly			$K_2$	1,10				
	nerovnoměrného zatížení boků zubů	ohyb	$K_{F\beta}$	1,00					
		dotyk	$K_{H\beta}$	1,00					
	drsnosti v oblasti paty			$Y_R$	1,02				
	vrubu patní přechodové křivky			$Y_S$	1,20				
	velikosti paty zubu			$K_{FX}$	1,10				
	obvodové rychlosti			$Z_v$	0,85				
	velikosti boků zubů			$K_{H\alpha}$	1,00				
	drsnosti boků zubů			$Z_R$	1,00				
				$K_t$	1,00				
	povrchového kalení			$P_K$	1,00				
Číselná pevnost materiálu	ohyb	pastorek	$\sigma_{Flim1}$	18,90					
		kolo	$\sigma_{Flim2}$	15,30					
	dotyk	pastorek	$\sigma_{Hlim1}$	57,00					
		kolo	$\sigma_{Hlim2}$	47,00					
Materiál např. 15 241.3		pastorek	ČSN	15 241.0					
		kolo	ČSN	11 700.0					
Pevnost	pastorek	min.	kp/mm	80					
		max.	kp/mm	95					
	kolo	min.	kp/mm	70					
		max.	kp/mm	80					
Povrchová úprava	kaleno např. 58 ± 3	pastorek	58	HRC	0				
			3	tolerance	0				
	kaleno např. 50 ± 5	kolo	50	HRC	0				
			5	tolerance	0				
					20{	20{	20{	20{	

Chceme-li počítat jen rozměry ozubení bez pevnostního výpočtu, vynechá se celá část 19 (, Zaak 20) je závazný, musí být za každým příkladem.

Varianty pro výpočet rozměrů:

Je-li  $\alpha$   $\begin{cases} > 0 - \text{vypočítá se } x_1, x_2 \text{ na vyrovnání měrných skluzů,} \\ = 0 - \text{vypočítá se } \alpha \text{ pro zadané } x_1, x_2, \\ < 0 - \text{vypočítá se } x_1 \text{ pro zadané } x_2. \end{cases}$

Je-li  $D_{a1}, z$   $\begin{cases} = 0 - \text{vypočítá se} \\ \neq 0 - \text{počítá se pomocí zadaných hodnot} \end{cases}$

Nepou-li zadané hodnoty  $\alpha, x_1, x_2, D_{a1}, D_{a2}$  a údaje o materiálu, píše se do zadání 0 (nula).

Tab. 27. Zadávací protokol pro výpočet ozubených kol na počítači

J-45 VÝPOČET CELNÍHO OZUBENÍ: ROZMĚRY SKLÚZY, HERTZ

PEVNOST DLE ČSN 01 4688

DATUM: 23. 9. 1975

ČÍSLO: 2

KONTROLA CELNÍHO SOUKOLÍ

ZADANO

SYMBOL	PASTOREK	KOLO	SPOLEČNĚ	ROZMĚR
Z	18	103		
MN			2,00	MM
ALFAN			20 : 0" 0" "	STUP
BETA			0 : 0" 0" "	STUP
B			50,0	MM
P			2,4	KW
N1			1425,00	1/MIN
CN			0,080	MM
W			1,25	
E	21000	21000		KP/MM2
KSI	0,00000	0,00000		
C			0,250	
RF			0,380	
BWF	55,0	50,0		MM
FPBE	18			NM
NI	0,300	0,300		
KI			1,250	
KV			1,100	
KFB			1,000	
KHB			1,000	
YR			1,02	
YS			1,20	
KFX			1,00	
ZV			0,85	
KHX			1,00	
ZR			1,00	
KL			1,00	
PK		1,00		
SFLIM	18,80	15,30		
SHLIM	67,00	47,00		
MATERIAL	16241,0	11700,0		
PEVNOST	80- 95	70- 80		
KALENO				

*Pokračování*

## REŠENÍ

D	36,000	206,000		MM
DF	31,000	201,000		MM
DA	40,233	210,233		MM
DZ	33,62883	183,57888		MM
DV	38,035	206,198		MM
ZM	3	12		
M	15,2649	70,7842		MM
BM	0,0	0,0		MM
ZN	18,00	103,00		
I			6,722	
A			121,117	MM
KSI	0,00000	0,00000		
EPSALFA			1,723	
EPSBETA			0,000	
EPSSUMA			1,723	
MK			1,1	KPM
HA			100,30	KP/MM2
HB			40,21	KP/MM2
HC			36,66	KP/MM2
HD			30,40	KP/MM2
HE			29,70	KP/MM2
SIGMD	0,105	-1,021		
SIGME	-8,983	0,900		
ROA	0,7	41,0		MM
ROB	8,0	36,7		MM
ROC	1,1	10,3		MM
ROD	6,6	35,1		MM
ROE	10,9	30,8		MM
V	0,50484	0,50484		MM
V	1,61169	1,61169		MM
T	2,77410	2,77410		MM
V''	2,12034	2,11841		MM
T''	3,13781	3,14147		MM
KFALFA			1,723	
WFT	3,925	4,318		KP/MM
SNF	3,812581	4,520061		MM
HF	3,820370	3,791319		MM
ALFANF	0,5287939	0,3904173		RAD
YF	2,898	2,191		
YBETA			1,000	
SIGMAF	3,301	2,748		KP/MM2
ZEPS			0,871	
QLH			1,000	

Pokračování

KHALFA		1,317	
ZM		85,707	*KP/MM2
ZH		1,757	
WHT		3,302	KP/MM
SIGMAHA		89,339	KP/MM2
SIGMAHB		48,160	KP/MM2
SIGMAHC		43,068	KP/MM2
SIGMAHD		41,190	KP/MM2
SIGMAHE		35,118	KP/MM2
SF	7,008	8,820	
SHA	0,488	0,402	
SHB	1,006	0,830	
SHC	1,125	0,928	
SHD	1,176	970	
SHE	1,360	1,138	

## 6.6 Kuželová soukolí

Přenos krouticího momentu mezi různoběžnými hřídeli (hnací a hnáný) se obvykle provádí kuželovými koly.

Kuželová kola se rozdělují podle vzájemné polohy os (tab. 28) a podle tvaru křivky boku zubu (tab. 16).

### 6.6.1 Rozměry a geometrie ozubení

Některé pojmy, např. výška hlavy a paty zubu, profilová křivka apod., jsou stejné jako u čelních ozubených kol. Odlišnosti jsou uvedeny na obr. 58 a v dalším textu.

Všechny délkové rozměry, které se vztahují k ozubení, musí být přesně vypočteny (na setiny milimetru, úhly až na vteřiny). Hlavový průměr  $D_a$  má toleranci  $\pm 10$ , úhel hlavového kužele  $\pm 5'$ .

Protože hřídele kuželových kol jsou různoběžné, je jedno z kol, obvykle pastorek, uloženo letmo. Hlavní ložisko pastorku se umísťuje co nejblíže ke kolu (obr. 59). Hřídele i skříň převodovky musí být dostatečně tuhé, aby soukolí nadměrně nechtřelo. Jedno z kol, lépe však obě, mají být osově nastavitelná.

Tvary zubů se vyšetřují na rozvinutém plášti vnějšího doplňkového kužele (obr. 60).

Poloměr rozvinutého pláště doplňkového kužele

$$R_n = \frac{R}{\cos \delta},$$

Dosazením za  $R = \frac{1}{2} m \cdot z$  dostáváme

$$R_n = \frac{1}{2} \frac{m \cdot z}{\cos \delta},$$

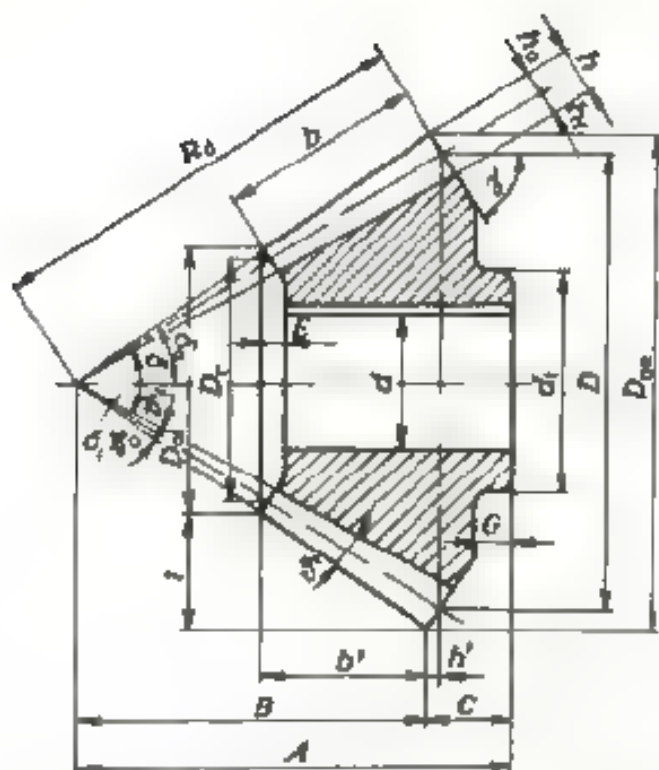
kde  $z \cdot \cos \delta = z_n$  je počet zubů porovnávacího kola (viz dále).

Tab. 28. Rozdělení kuželových soukolí podle vzájemné polohy os

Název	Vyobrazení	Poznámka
Soukolí s vnějším ozubením – kosoúhlé		$\Sigma < 90$
- pravouhlé		$\Sigma = 90$ V praxi se vyskytuje nejčastěji
Soukolí základní s rovinným (základním) kolem		Základní (rovinné) kolo – kolo s úhlem roztečného kužele $\delta_1 = 90^\circ$ – kužel přechází v rovinu, je obdobou hřebenového ozubení, resp. základního profilu u čelových kol.
Soukolí s vnitřním ozubením		

Poloměr  $R_n$  je roztečný a zároveň odvalovací poloměr evolventních zubů s výškou hlavy  $h_n = m$  a výškou paty  $h_f = m + c_n$ . Hlavová vule  $c_n$  je u kuželových kol obvykle  $0,1667m$ , někdy  $0,123m$  (Bilgramův způsob) nebo  $0,188m$  (způsob Gleason). Čelna kola s evolventním profilem zubu a roztečným poloměrem  $R_n$  jsou *kola porovnací* (obr. 60).



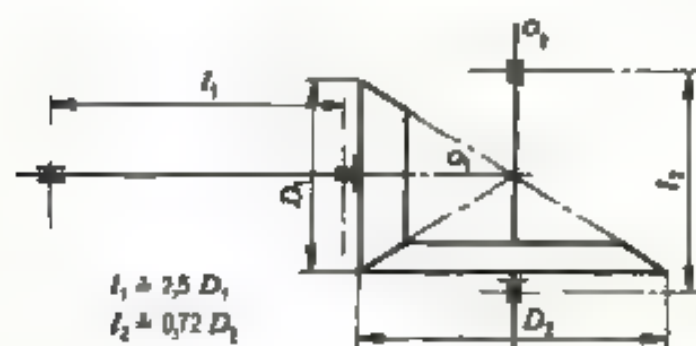


Obr. 58. Základní pojmy u kuželových ozubených kol

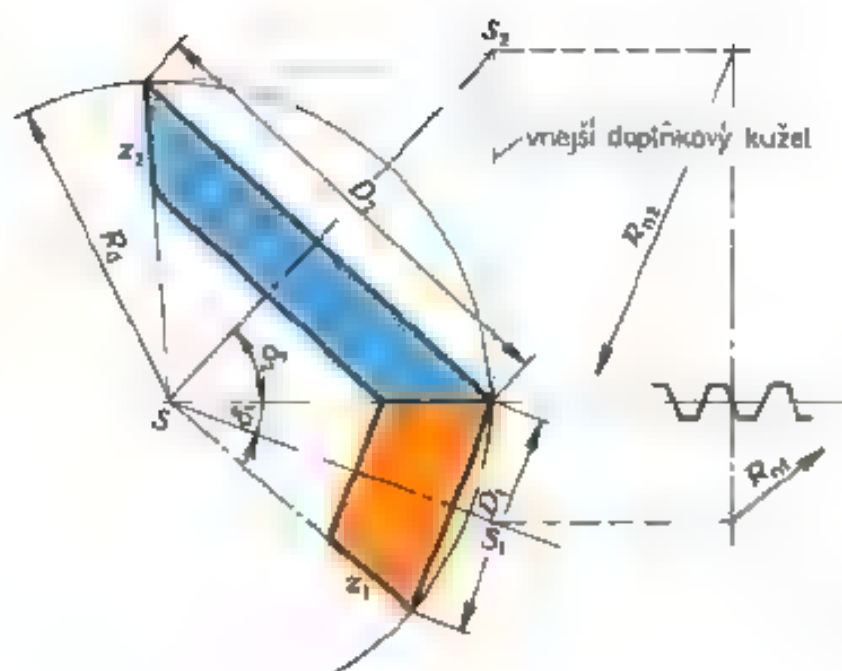
rostečný kužel – úhel rostečného kužele  $\delta$ , hlavový kužel – úhel hlavového kužele  $\delta_a$ , patní kužel – úhel patního kužele  $\delta_f$ , úhly zubu  $\theta_a$  – úhel hlavy zubu,  $\theta_f$  – úhel paty zubu,  $\theta$  – úhel zubu,  $b$  – šířka ozubení,  $R_0$  – délka povrchové přímky rostečného kužele (poloměr základního kola),  $D_{a0}$  – vnější hlavový průměr,  $D_{f0}$  – vnitřní hlavový průměr,  $B$  – výška vnějšího hlavového kužele,  $D$  – rostečný průměr,  $h$  – výška zubu,  $h_a$  – výška hlavy zubu,  $h_f$  – výška paty zubu

Zuby kuželových kol se směrem k vrcholu zužují, mění svoje rozměry. Za základ pro výrobu jsou vzaty rozměry zubů na vnějším doplňkovém kuželi. Profil zubu na tomto kuželi je stejný jako profil zubu porovnávacího kola. Nemá-li dojít k podřezání pat zubů při výrobě kuželového kola odvalovacím způsobem, nesmí klesnout počet zubů porovnávacího kola  $z_n$  pod hodnotu  $z_p$  (praktický mezní počet zubů

$$z_p = \frac{5}{6} \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$



Obr. 59. Uložení kuželových kol



Obr 60. Doplnkové kužle pro účelování porovnávacího kola

Musí tedy platit:

$$z_n > z_p,$$

$$\frac{z}{\cos \delta} > \frac{5}{6} \frac{2}{\sin^2 \alpha} \Rightarrow z > \frac{5}{6} \frac{2}{\sin^2 \alpha} \cos \delta$$

Pro záběrový úhel  $\alpha = 20^\circ$  je  $z_p = 14 \cos \delta$ .

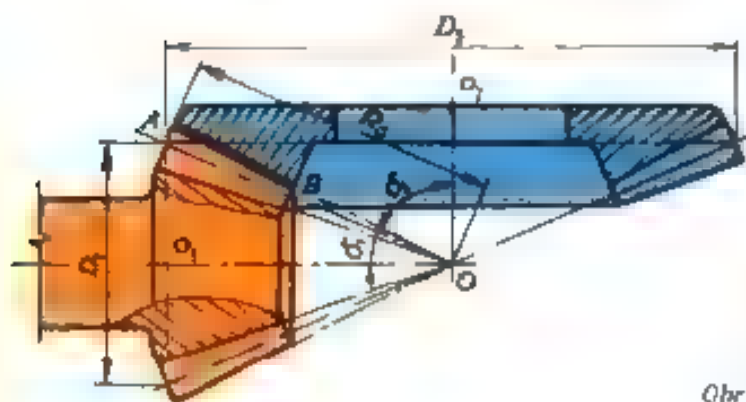
Kuželová kola s menším počtem zubů než  $z_p$  je třeba korigovat.

Vyjadření převodového čísla je stejně jako u čelních soukolí

$$i_{1/2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

Dosadí-li se podle obr 61 za  $D_1 = 2R_0 \sin \delta_1$  a za  $D_2 = 2R_0 \sin \delta_2$ , je převodový poměr též

$$i_{1/2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$



Obr 61. Pastorek v záběru s kolem

Z toho vyplývá, že kuželová kola *nejsou sdružená*. Proto přísluší při daném  $i_{1,2}$  pastorku zcela určité talířové kolo.

Uhel roztečného kužele se vypočítá ze vztahu:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{O_1 A}{O_1 O} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i_{1,2}}$$

Poloměr základního kola:

$$R_d = \frac{R_1}{\sin \delta_1} = \frac{R_2}{\sin \delta_2}.$$

Počty zubů pastorku a kola je nutno volit tak, aby nebyla překročena povolená obvodová rychlost při dané přesnosti ozubení, aby  $z_1$  a  $z_2$  byla nesoudělná čísla a  $z_1 > z_p \cos \delta$ . Soukolí má pak tichý chod, větší trvanlivost a není nutná korekce. Předběžně se volí modul a šířka zubů a kontrolují se pevnostním výpočtem.

$$\text{Šířka } b = R_d \frac{R_a}{\sin \delta_a} = (5 \text{ až } 8)m \text{ a nemá být větší než } b = \frac{R_d}{3 \text{ až } 3,5}$$

Postup výpočtu rozměrů soukolí je v tab. 29

### 6.6.2 Sílové poměry. Pevnostní výpočet podle ČSN

Sílové poměry se vyšetřují v bodě S, který půlí šířku zubu  $b$  (obr. 62). Pevnostní výpočet se dělá pro čelní porovnávací kola, kde  $Y_t = Z_t = 1$ . Místo  $K_{Fa} = K_{H\alpha} = 1$  je třeba dosazovat součinitele nerovnoměrnosti zatížení  $K_{Fa} = K_{H\beta} = 1,2$ .

### 6.6.3 Kuželová soukolí se šikmými, šípovými a zakřivenými zuby (tab. 16)

*Výhody* proti soukolím s přímými zuby

- delší záběr, a tím klidný chod,
- větší životnost,
- přenesou větší výkony,
- při pečlivém obrobení lze dosáhnout většího převodového poměru,
- pastorky mohou mít malý počet zubů -  $z_1 = 5$  až 7,
- paloidní zuby jsou méně citlivé na nepřesné uložení.



Obr. 62 Sílové poměry na kuželovém kole

obvodová síla  $F = \frac{M_k}{R_k}$

normálová síla  $F_n = \frac{F}{\cos \alpha}$

axiální síla:  $F_x = F \operatorname{tg} \alpha \sin \delta$

radiální síla:  $F_r = F \operatorname{tg} \alpha \cos \delta$

krouticí moment  $M_k = \frac{P}{2\pi n}$

Tab. 19 Výpočet rozměrů kuželových soukolí N

Název	Označení (obr. 5A)	Vzorce	
		Faktor	Kolo
Převodové číslo	$i_{1,2}$	$i_{1,2} = \frac{z_1}{z_2}$	
Počet zubů	DR $z_1, z_2$	$z_1$ voleno	$z_2 = i_{1,2} \cdot z_1$
Modul	DR $m$	$m$ – z převodního výpočtu	
Úhel záběru	DR $\alpha$	$\alpha$ – voleno	
Rozteč	$t$	$t = \pi \cdot m$	
Průměr roztečné kružnice	DR $D, D_1$	$D_1 = m \cdot z_1$	$D_2 = m \cdot z_2$
Úhel roztečného kužele	K $\delta_1, \delta_2$	$\operatorname{tg} \delta = \frac{z_1}{z_2}$	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Výška hlavy zubu	$h_a$	$h_a = m$	
Výška paty zubu	$h_f$	$h_f = h_a + c_a$	
Výška zubu	$h$	$h = h_a + h_f$	
Průměr hlavové kružnice	$D_{a1}, D_{a2}$	$D_{a1} = D_1 + 2h_a \cos \delta$	$D_{a2} = D_2 + 2h_a \cos \delta$
Poloměr základního kola	K $R_0$	$R_0 = \frac{D_1}{2 \sin \delta_1}$	
Úhel hlavy zubu	$\beta_a$	$\operatorname{tg} \beta_a = \frac{h_a}{R_0}$	
Úhel paty zubu	K $\beta_f$	$\operatorname{tg} \beta_f = \frac{h_f}{R_0}$	
Úhel zubu	$\beta$	$\beta = \beta_a + \beta_f$	
Úhel hlavového kužele	K $\delta_a, \delta_{a2}$	$\delta_{a1} = \delta_1 + \beta_a$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \beta_a$
Úhel patního kužele	K $\delta_{f1}, \delta_{f2}$	$\delta_{f1} = \delta_1 - \beta_f$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \beta_f$
Úhel doplčkového kužele	K $\gamma_1, \gamma_2$	$\gamma_1 = 90^\circ - \delta_{a1} - \delta_{f1}$	$\gamma_2 = 90^\circ - \delta_{a2} - \delta_{f2}$
Šířka ozubení	K $b$	$b_{\min} = \frac{1}{3} D_0$	
Montážní vzdálenost	K $A$	$A = B + C$	
Výška vnějšího hlavového kužele	$B_1, B_2$	$B = \frac{D_a}{2 \operatorname{tg} \delta_a}$	$B_2 = \frac{D_{a2}}{2 \operatorname{tg} \delta_{a2}}$
Pomocná míra	K $C$	podle konstrukce	
Počet zubů porovnávacího kola	$z_{n1}, z_{n2}$	$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$

### Nevýhody

Obráběcí stroje a nástroje jsou drahé, u paloidního a šikmého ozubení málo výkonné. U kol s eloidním a kruhovým ozubením jsou sice výkonné, ale mají při výrobě velmi dlouhé seřizovací časy (vhodné pouze pro seriovou výrobu).

Kuželová soukolí se šikmými zuby se již málo používají. Kola se šipovými zuby se používají k přenášení velkých výkonů při malých obvodových rychlostech, například u vodních turbin. V posledních letech se začínají prosazovat kola eloidní.

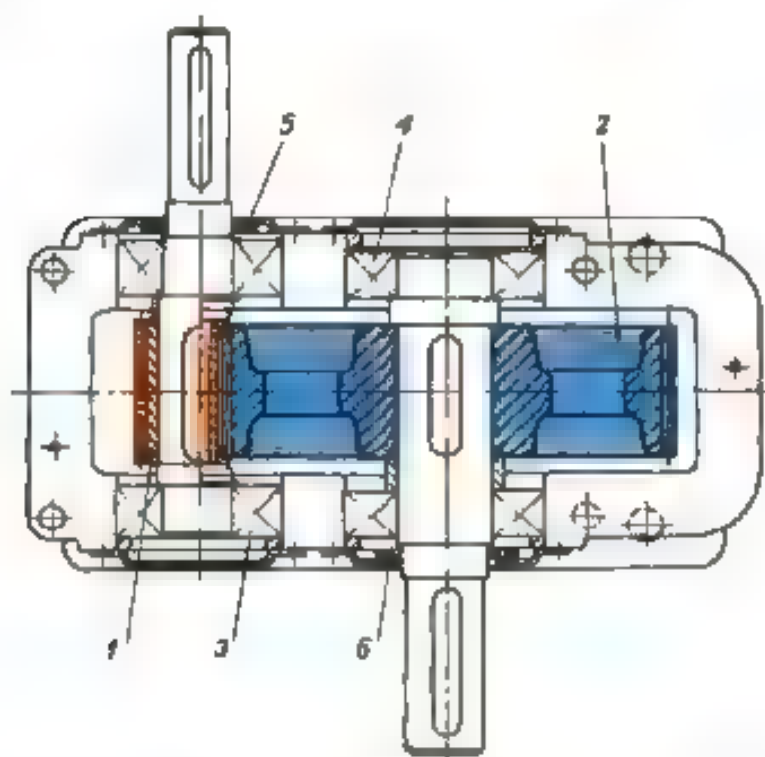
## 6.7 Ozubená kola a převodovky

### 6.7.1 Konstrukce ozubených kol

Přestože mohou být ozubená kola z mnoha různých materiálů, vyrábějí se převážně z oceli a litiny. Jejich provedení jsou v tab. 30.

### 6.7.2 Průmyslové převodovky

Jsou to strojní zařízení, která přenášejí krouticí moment a současně snižují (zvyšují) otáčky hnacího stroje (zpravidla elektromotoru) na požadovaný počet otáček hnaného stroje. U jednostupňové převodovky s čelními koly se připouští převodový poměr  $i \leq 8$ , u dvoustupňové  $i \leq 4$ , a u třístupňové  $i \leq 200$ .


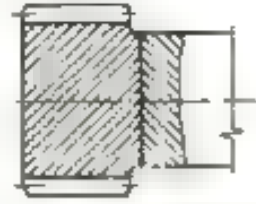
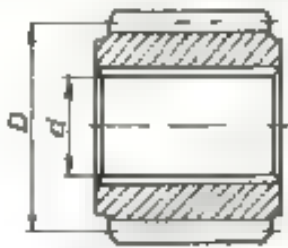
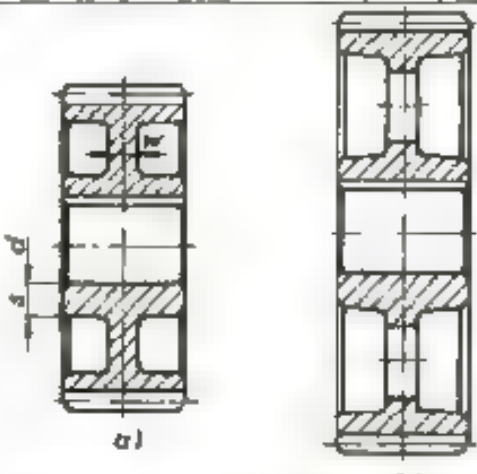
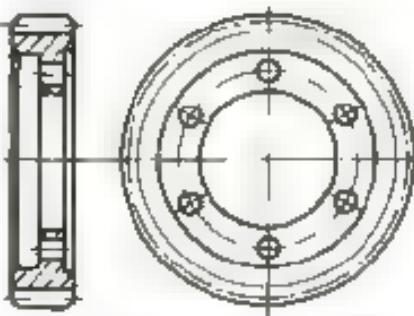


Obr. 63. Převodovka s jedním čelním soukolím (TS 030311)

1 - pavloček, 2 - ozubené kolo, 3 - ložisko vstupního hřídele, 4 - ložisko výstupního hřídele,  
5 - těsnicí kroužek vstupního hřídele, 6 - těsnicí kroužek výstupního hřídele



Tab. 30. Příklady provedení ozubených kol

Vysvětlivky	Vyobrazení
<p>Pastorek v celku s hřídelem (př. malém počtu zubů)</p> $\frac{d}{D} \leq 0,9$	
<p>Pastorek přivařený k hřídeli</p>	
<p>Pastorek na hřídel nasazený – obvyklé</p> $\frac{d}{D} \leq 0,5$	
<p>Kolo – věnec s nábojem spojen kotoučem, pro kola do průměru 400 mm.</p> <p>Tloušťka kotouče <math>w = (1,4 \text{ až } 2) m</math></p> <p>tloušťka náboje ze bedě litiny <math>s = 0,4d + 10 \text{ mm}</math></p> <p>z oceli na odličky <math>s = 0,3d + 10 \text{ mm}</math></p> <p>z oceli <math>s = 0,25d</math></p>	
<p>Kolo bez náboje – menší hmotnost, dobré vycentrování, snadná vyměnitelnost</p>	

Pokračování

## Vysvětlivky

## Vybrazení

Kola velkých průměrů – bývají litá,  
včetně náboje spojená rameny.

Materiál do obvodové rychlosti

$\leq 7 \text{ m/s}$  – ocel utuž.

Pro  $v = 20 \text{ m/s}$  – ocel na odlitky

Poměrné rozměry

$h = \psi_m \cdot m$  (viz ST 1).

$s_1 = 1,3m + 0,02h$

pro ramena eliptická, křížová nebo  
tvaru T

$s_1 = 1,1m + 0,02h$

pro ramena tvaru I

Počet ramen  $z$

Do průměru kola (mm)		Počet ramen $z$
nedělená	dělená	
600	–	3
1 000	1 600	4
1 500	–	5
2 400	3 000	6
–	větší	8

1) Rozměry ramena

$s_1 = (1,4 \text{ až } 1,7) m$ ,  $s_2 = 1,1m$ ,

$h_1 = 10m$ ,  $h_2 = 8m$

Delka náboje

$l = (1,25 \text{ až } 1,5) d$  nebo  $l = b + 0,05D$

Dělení kola – usnadňují dopravu  
a montáž.

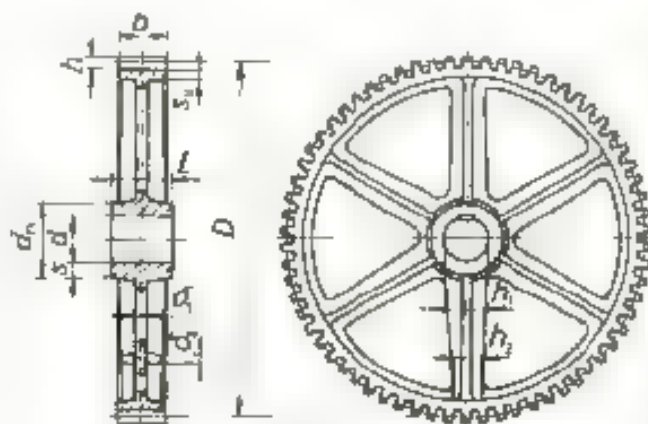
Průměr šroubů dělených kol

u náboje  $d_1 = d/8 + 10 \text{ mm}$ ,

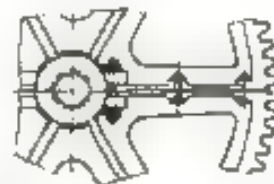
u věnce  $d_1 = (1,1 \text{ až } 1,2) m$

Svařovaná kola:

a) menší,

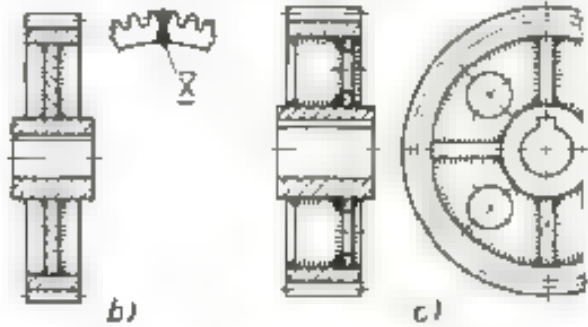
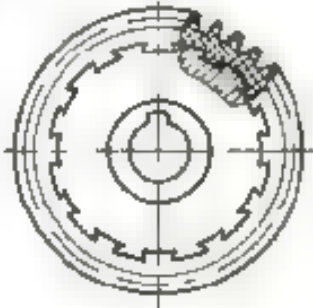
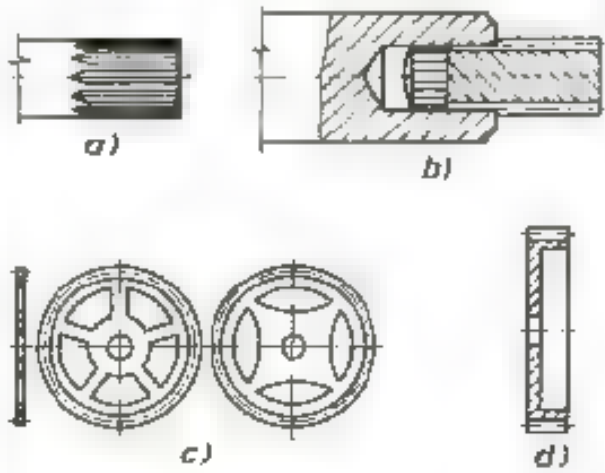
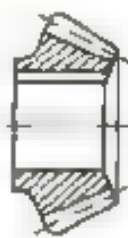



průřezy ramen



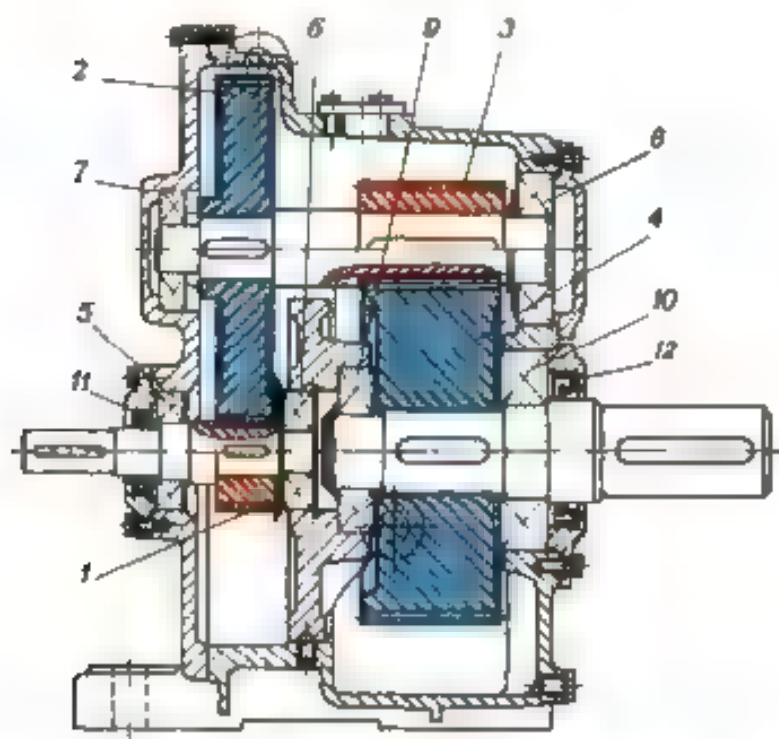
a)

Pokračování

Vysvětlivky	Výobrazení
b) střední, c) velká	
Kola z plastů – dobré mechanické a kluzné vlastnosti, dlouhá životnost, tichý chod	
Ozubená kola v přesné mechanice a) ozubení v celku s hřídelem b) pastorek zalisovaný do hřídele, c) kola prostřížená z plochy (páso), d) soustružené kolo	
Kuželový pastorek – nejčastěji kovaný, někdy lze kovat v zápusťce včetně ozubení. Pro malé průměry z jednoho kusu s hřídelem	

Vysvětlivky	Vyobrazení
<p>Talířové kolo — lité nebo kované</p> <p>Pro velké průměry může být provedeno též jako kolo složené</p>	

Převodovka se skládá z jednoho nebo více soukolí, která jsou uložena v utěsněné skříní. Skříně jsou převážně odlitky z litiny, popř. oceli na odlitky nebo z hliníkových slitin (obr. 63, 64), jsou však i skříně svařované. Schémata základních typů průmyslových převodovek jsou v tab. 31.

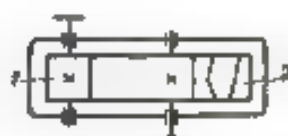


Obr. 64 Převodovka se dvěma čelními soukolími s hřídelem ve svislé rovině (TS 030328)

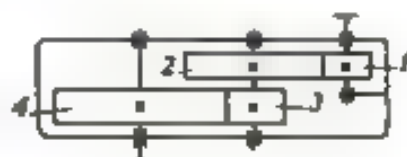
1 — pastorek vstupního hřídele, 2 — ozubené kolo středního (předloňového) hřídele, 3 — pastorek středního (předloňového) hřídele, 4 — ozubené kolo výstupního hřídele, 5, 6 — ložiska vstupního hřídele, 7, 8 — ložiska středního hřídele, 9, 10 — ložiska výstupního hřídele, 11 — těsnicí kroužek vstupního hřídele, 12 — těsnicí kroužek výstupního hřídele

Označení — schéma

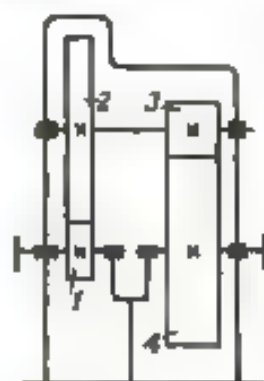
TS 030 311  
Převodovka s jedním čelním soukolím



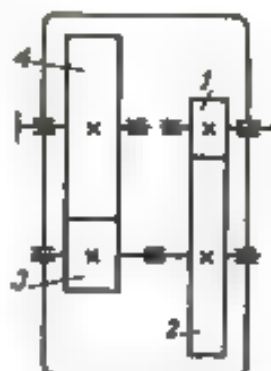
TS 030 326  
Převodovka s dvěma čelními soukolími



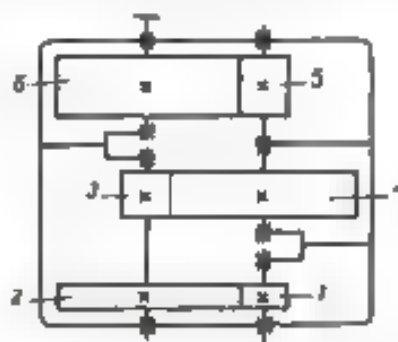
TS 030 328  
Převodovka se dvěma čelními soukolími  
s hřídeli ve svislé rovině



TS 030 334  
Převodovka se dvěma čelními soukolími  
a se souosým hřídeli



TS 030 341  
Převodovka se třemi čelními soukolími



TS 030 402  
Převodovka s jedním kuželovým soukolím

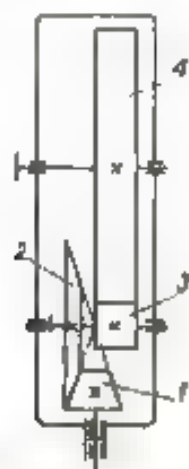


Pokračování

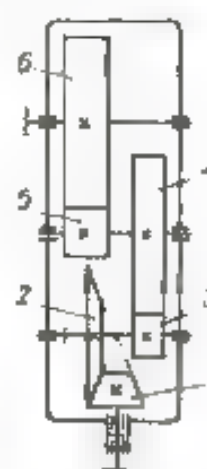


## Označení - schema

TS 030 406

Převodovka s jedním kuželovým  
a jedním čelním soukolím

TS 030 411

Převodovka s jedním kuželovým  
a dvěma čelními soukolími

Hřídele jsou uloženy většinou ve valivých ložiskách, při velkých a rázových zatíženích v kluzných ložiskách.

Skříň převodovky, dělená ve výši os hřídelů se skládá ze spodní části a vika. Spodní část skříně slouží jako olejová vana. Výška hladiny oleje se kontroluje olejoznaky

Průmyslové převodovky vyráběné našimi závody jsou typizované (firemní katalogy), ale i jednoduše.

Přikony jednotlivých typů převodovek jsou uvedeny ve výkonových tabulkách v závislosti na velikosti převodovky, otáčkách vstupního hřídele a převodovém poměru.

Převodovka a s ní spojené mechanismy musí být uloženy na tuhé konstrukci nebo na základě, aby byla zabezpečena stálost jejich vzájemné polohy

## OTÁZKY A ÚKOLY

## 6.6 Kuželová soukolí

1. Kdy se použije kuželových soukolí s přímými, šikmými, špičkovými, kruhovými, paloidními a elipsoidními zuby?
2. Co je to základní kuželové kolo a jaký je jeho význam?
3. Jak velký je úhel os  $\Sigma$  u vnějšího, základního a vnitřního kuželového soukolí?
4. Nakreslete v řezu kuželové kolo s přímými zuby, zakresťte všechny jeho úhly a napište jak se tyto úhly nazývají.
5. Nakreslete roztečné kužele, je-li průměr roztečné kružnice pastorku  $D = 40$  mm, převodový poměr  $i = 2,5$  a úhel os  $\Sigma = 90^\circ$
6. Proveďte výpočet rozměrů kuželového soukolí s přímými zuby, je-li dáno  $z_1 = 23$ ,  $z_2 = 55$ ,  $m = 10$  mm,  $\Sigma = 90^\circ$

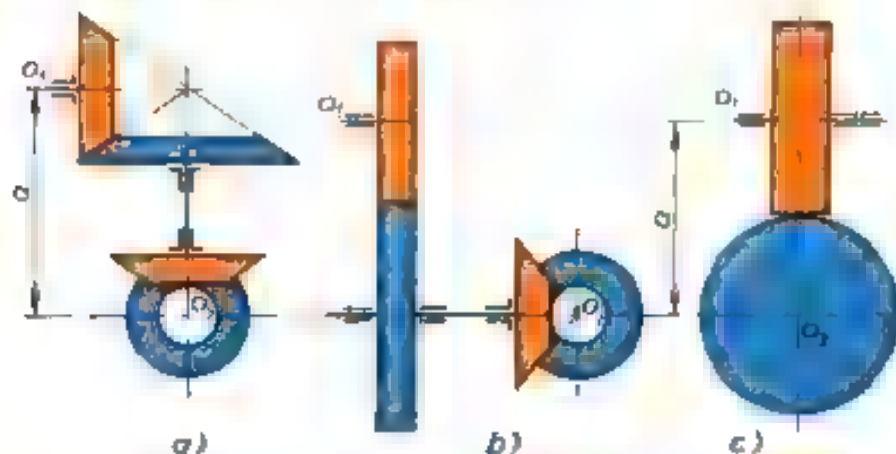
## 6.8 Šroubová soukolí

Převod mezi mimoběžnými hřídeli lze provést,

dvěma páry kuželových kol (obr. 65a),

jedním párem čelních a jedním párem kuželových kol (obr. 65b),

jedním šroubovým soukolím (obr. 65c).



Obr. 65 Spojení mimoběžných hřídelí.

a) dvěma páry kuželových kol b) jedním párem čelních a jedním párem kuželových kol,  
 c) šroubovým soukolím

Prva dvě provedení jsou složitá a drahá

Teoreticky správné šroubové soukolí je soukolí hyperbolické. Základem jsou rotační hyperboloidy, které se po sobě odvalují a smýkají ve směru síčkové přímky. Těchto soukolí se téměř nepoužívá, neboť jejich výroba je velmi drahá a obtížná. Praktická řešení jsou v tab. 32.

### 6.8.1 Převodové číslo a účinnost válcového šroubového soukolí

Převodové číslo

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

protože

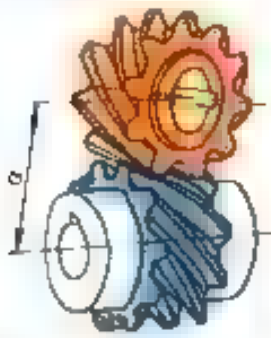



$$D_1 = m_{n1} \cdot z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta_1} z_1,$$

$$D_2 = m_{n2} \cdot z_2 = \frac{m_n}{\cos \beta_2} z_2,$$



lze dosadit za  $z_1 = \frac{D_1 \cos \beta_1}{m_n}$ , za  $z_2 = \frac{D_2 \cos \beta_2}{m_n}$ , takže

$$i_{1,2} = \frac{D_2 \cos \beta_2}{D_1 \cos \beta_1}$$

Tab. 12. V praxi používaná šroubová soukoll

Název — vyobrazení	Charakteristika a použití
<p><i>Válcové soukoll</i></p> 	<p>Dvě čelní kola se šikmými zuby, úhel sklonu zubů <math>\beta_1 \neq \beta_2</math>, ale stejný smysl (jen u soukolí, která se mají otáčet v obou směrech, se dělá <math>\beta_1 = \beta_2</math>). Od čelních kol se liší hlavně podélným skluzem a bodovým za- hřem. Proto mohou přenášet jen malé výkony. Účinnosť je špatná (závisí na úhlu sklonu zubů). Použití pro převod do pomalu až do <math>i_{1,2} = 4</math>, vý- močně <math>i_{1,2} = 6</math>. Hodí se pro pohony otáčkoměrů, ta- chometrů, rozdělovačů a zubových čerpadel malých výkonů</p>
<p><i>Hypoidní soukoll</i></p> 	<p>Kuželová kola se šikmými nebo zakřivenými zuby, jejichž osy se neprotínají. Při stejných rozměrech může hypoidní soukoll přenášet větší výkon než soukoll kuželové. Účinnost asi 94 až 96 %. Tichý a plynulý chod. Pastorek i kolo lze uložit ve dvou ložiskách (u kuželového soukolí pastorek většinou letmo). Aby se omezily ztráty třením a zmirnilo okypení, dělá se přesazení os <math>u</math> co nejmenší. <math>u = (0,1 \text{ až } 0,2) D_2</math>, u auto- mobilů bývá 25 mm</p>
<p><i>Plaméná soukoll</i></p> 	<p>Zubní boky kola jsou rovinné — obrábějí se na nor- mální frézce. Má plaménový záběr, přesazení pastorku je omezeno asi na <math>1/6</math> až <math>1/3</math> průměru kola. Používá se pro převodová čísla <math>i_{1,2} = 1,5</math> až 10. Výhoda: nízká výrobní cena při větším počtu kusů</p>
<p><i>Spiroidní soukoll</i></p> 	<p>Nový druh soukolí. Hnací členem je kuželový šnek, kolo má obloukovitě zakřivené zuby. Může přenášet velké zatížení. Hodnota přesazení je mezi hodnotami pro hypoidní a šnekové soukoll (<math>i_{1,2} 0,2 D_2 &lt; u &lt; 0,5 D_2</math>). Spiroidní soukoll bylo již vyrobeno s převodem <math>i_{1,2} = 10</math> až 300</p>

Pokračování

Název – vyobrazení	Charakteristika a použití
<i>Soukoti Helicon</i> 	Hnací členem je válcový pastorek. Snadno se vyrábí. Použití pro převod $i_{1,2} = 10$
<i>Šnekové soukolí</i> 	(Viz kap. 6.9)

Protože  $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ ,  $\cos \beta_2 = \sin \beta_1$ , pak

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} \operatorname{tg} \beta_1$$

Převodové číslo je závislé nejen na poměru roztečných průměrů, ale také na sklonu zubů. Mají-li být průměry  $D_1$ ,  $D_2$  stejné (velmi častý požadavek), docílí se požadovaného čísla  $i_{1,2}$  vhodnou volbou  $\beta_1$  a  $\beta_2$ . Mě-li se otáčet soukolí v obou směrech se stejnou účinností, musí být  $\beta_1 = \beta_2$  a požadovaný převod bude záviset na volbě průměrů. Při  $\beta_1 = \beta_2$  se docílí nejmenší osové vzdálenosti. Jen pro jeden případ je však účinnost šroubového soukolí největší, a to pro

$$\beta_1 = 45^\circ + \frac{\varphi'}{2}, \quad \beta_2 = 45^\circ - \frac{\varphi'}{2},$$

kde  $\varphi'$  je třecí úhel,  $\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha}$ .

Součinitel tření  $f$  závisí na materiálu zubů, hladkosti povrchů zubních boků a na jakosti mazání. Rozmezí hodnot součinitele tření  $f = 0,02$  až  $0,2$ ,  $\alpha$  je úhel záběru. Účinnost ozubení je tedy větší, když  $\beta_1 > \beta_2$ , přičemž v rozsahu  $\beta_1 = 35$  až  $65$  jsou rozdíly v účinnosti celkem malé ( $\eta_s = 68$  až  $73\%$ ).

Smysl otáčení šroubových kol závisí na smyslu otáčení hnacího kola, na smyslu stoupání šroubovice zubů a na poloze hnacího kola vůči hnaneému.

### 6.8.2 Výpočet hlavních rozměrů pravoúhlého šroubového soukolí

Pro výpočet musí být dano přenášený výkon  $P$  ( $W$ ), otáčky hnacího  $n_1$  a hnaneého  $n_2$  hřídele ( $s^{-1}$ ). Tím je dáno převodové číslo  $i_{1,2} = n_1/n_2$ .

*Postup výpočtu.*

1. za předpokladu, že  $D_1 = D_2$ , se vypočítá  $\beta_1$  a  $\beta_2$ , jinak se  $\beta_1$  volí s ohledem na účinnost,
2. zvolí se počet zubů hnacího kola  $z_1$  ( $z_1 > z_p \cos^3 \beta_1$ ) a vypočte se  $z_2$ ,
3. zvolí se materiál kol a pevnostním výpočtem se určí modul  $m$ ,
4. hlavní rozměry soukolí se vypočtou jako u če nich kol se šikmými zuby

Pro šroubová soukolí se často používá kombinaci materiálů ocel-bronz, stejně jako pro soukolí šneková. Hnací kola bývají zpravidla kalená nebo cementovaná a kalená, hnaneá kola pak bronzová.

## 6.9 Šneková soukolí

Jsou zvláštním případem pravouhlých šroubových soukolí, kde počet zubů pastorku klesl na  $z_1 = 1$  až 9. Roztečný průměr pastorku se zmenší tak, že zuby vytvoří souvislý závit.

Šneková soukolí se používají pro převody mezi mimoběžnými hřídeli pro malé výkony od 0,03 do 100 až 150 kW. Byla však již vyrobena i soukolí pro výkony až 735 kW, krouticí momenty do 250 000 N·m, počet otáček  $n$  až  $500 s^{-1}$  a obvodové rychlosti  $v$  až  $70 m \cdot s^{-1}$ . Jsou zvláště výhodná tam, kde se vyžaduje tichý chod a tlumení chvění při záběru kol. Soukolí s jednohodovým šnekem ( $z_1 = 1$ ) se používá také jako dělicí soukolí a nejpřesnějších odvalovacích frezek.

*Výhody*

1. Jedním soukolím lze získat velké převodové číslo, běžně  $i_{1,2} = 60$  až 70, někdy 100 i více (pro přenos menších výkonů).
2. Tichý chod při libovolném počtu otáček (nejtíší ozubený převod).
3. Možnost dosažení samosvornosti.

*Nevýhody*

1. Menší účinnost než u valivých soukolí (hlavně soukolí s valcovým šnekem),  $\eta_s = 45$  až  $90\%$ . Závisí na úhlu stoupání  $\gamma$ , přesnosti výroby a montáže a na materiálu kol.

2. Při nízké účinnosti dochází k zahřívání soukolí – nutně umělé chlazení.

Druhy šnekových soukolí jsou v tab. 33



Tab. 33. Rozdělení šnekových soukolí

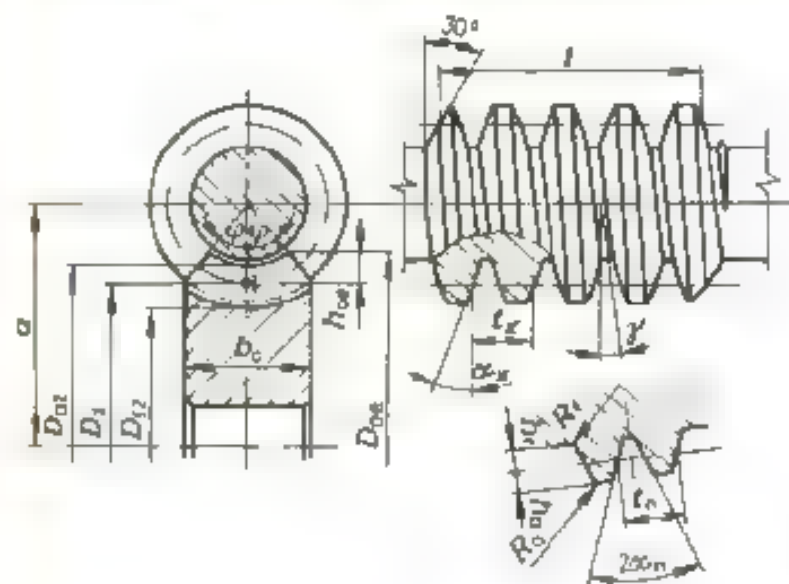
	Válcový	Válcový	Globoidní
	Globoidní	Válcový	Globoidní
	Nejčastější provedení	Dotyk bodový pro zcela malé výkony	Nejlepší, ale drahé

### 6.9.1 Druhy šneků

Šneky se rozdělují podle tvaru boční křivky profilu zubu v čelní rovině  $T-T$  na šneky A, N a E (tab. 34).

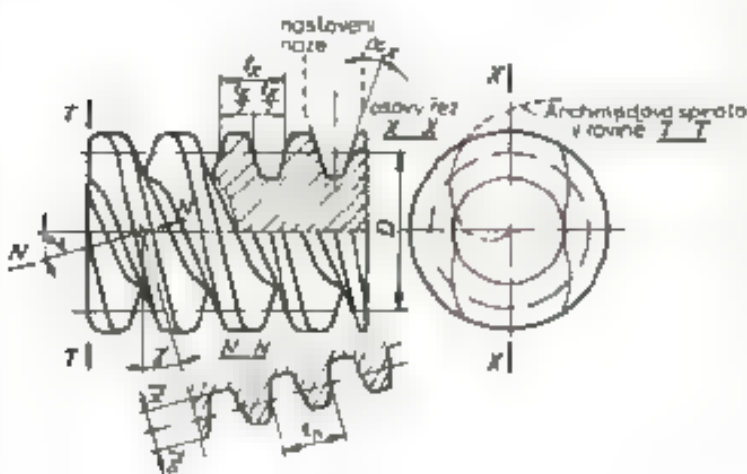
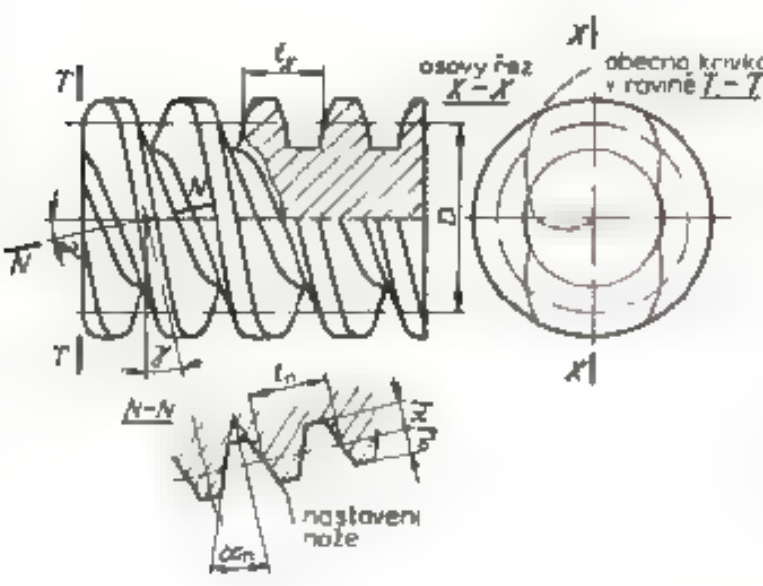
### 6.9.2 Výpočet rozměrů šnekového soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením (obr. 66)

Při výpočtu soukolí se vychází ze zvoleného roztečného průměru šneku při zadane osové vzdálenosti a daném převodovém poměru. Volba musí být provedena tak, aby nedocházelo k nadměrnému průhybu šnekového hřídele, který by způsobil

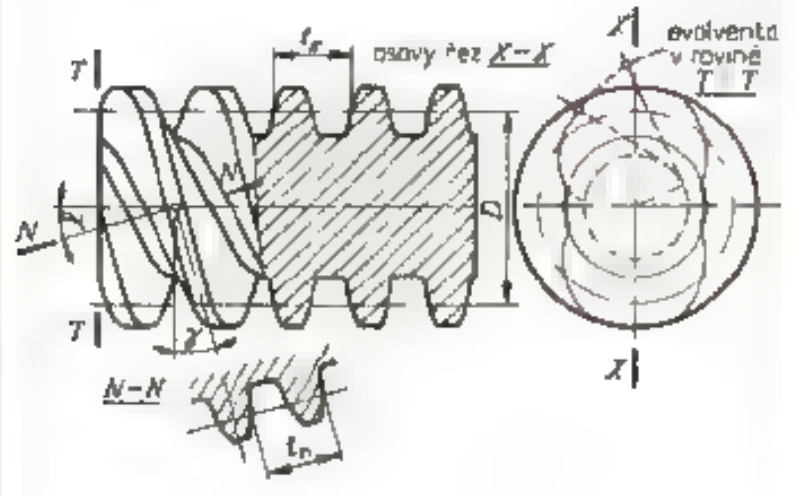


Obr. 66. Šnekové soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením

Tab. 34. Druhy šneků podle tvaru boční křivky

Název – vyobrazení	Charakteristika, použití
<p>Šnek A – spirální</p> 	<p>Těleso šneku je válec. Profil šneku v osové rovině <math>X-X</math> je totožný se základním profilem, v normálové rovině <math>N-N</math> je profilová křivka vypouklá. Čelní rovina <math>T-T</math> protíná boky zubů v Archimédových spirálách. Zuby se řezou na soustruhu, břit nože má tvar zubní mezery základního profilu. Čelo nože se nastaví do osové roviny <math>X-X</math>. Vyrábí se jen jako jednochodý. Výroba neekonomická.</p>
<p>Šnek N – obecný</p> 	<p>Těleso šneku je válec. Profil zubní mezery v normálové rovině <math>N-N</math>, tj. v rovině kolmé ke šroubovici na rozecném válci, je totožný s tvarem zubní mezery základního profilu. Bok zubu šneku je tedy v normálové rovině přímý, v ostatních rovinách (osové a čelní) ho tvoří vypouklé obecné křivky. Vyrábí se na soustruhu, břit nože má tvar mezery základního profilu, čelo nože se nastaví do roviny <math>N-N</math>, nebo frézováním šepovou nebo kotoučovou frézou o poměrně malém průměru. Nejčastější druh šneku.</p>

Pokračování

Název – vyobrazení	Charakteristika, použití
<p>Šnek E – evolventní</p> 	<p>Křivka boku zubu v čelní rovině je evolventa. Profil boku zubu šneku v osové rovině má tvar hyperboly a v normálové rovině tvar obecně vypouklé křivky. Nástrojem pro výrobu jsou dva soustružnické nože, určené pro boky závitů. Nastavují se nad a pod střed šneku. Může se také frézovat a brousit odvalcem. Tohoto šneku se používá pro velké uhly stoupání <math>\gamma</math>, tj. pro vícechodé šneky. Výroba tohoto typu šneku je ne hospodárna.</p>

zhoršení záběrových podmínek, zvětšení opotřebení, a tím snížení únosnosti soukolí. Velikost průhybu je závislá na tzv. poměru šneku  $q = D_1 / m_x = z_1 / \tan \gamma$ . Má se volit  $q = 8$  až  $13$ . Počet chodů šneku se nejčastěji volí  $z = 1$  až  $3$ , pro pohony vozidel  $z_1 = 4$  až  $6$  (výjimečně až  $12$ ).

Výpočet rozměrů šnekového soukolí s běžným ozubením je v tab. 35. Osa šneku s osou kola je mimooběžná a svírá uhel  $90^\circ$ , uhel  $\alpha_n = 20^\circ$ .

Důležité je, aby nebyla překročena kluzná rychlost ve valivém bodě  $V$  (obr. 66). Vypočítá se podle obr. 67 za podmínky, že

$$v_{a1} = v_{a2},$$

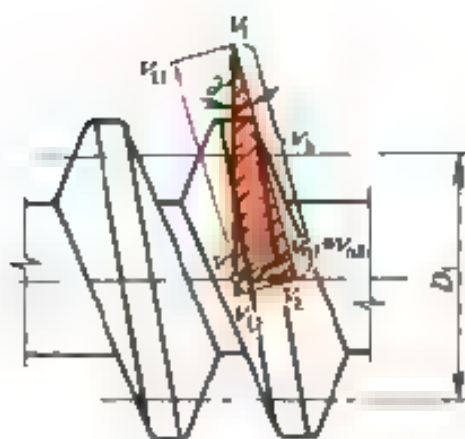
$$v_1 \cdot \sin \gamma = v_2 \cdot \cos \gamma,$$

$$v_2 = v_1 \cdot \tan \gamma$$

Kluzná rychlost

$$v_k = \frac{v}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma} = \frac{\omega_1 R_1}{\cos \gamma} = \frac{\omega_2 R_2}{\sin \gamma}.$$

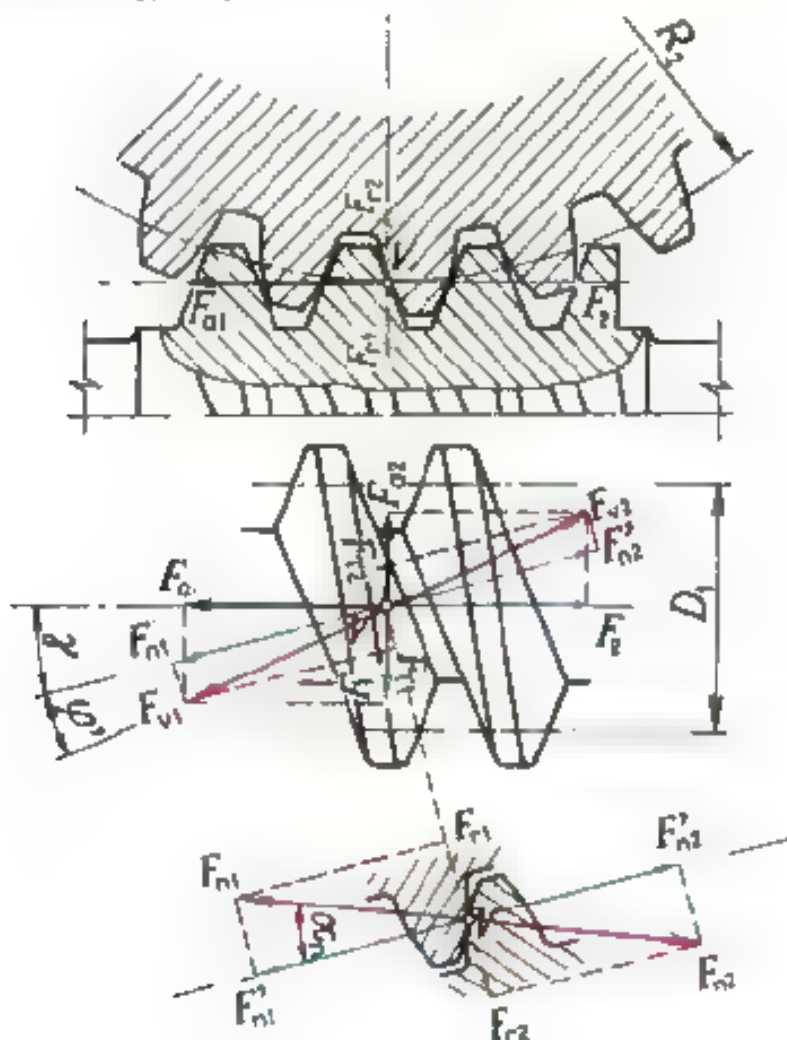
Pro kalený šnek s kolem z fosforového bronzu  $v_k \leq 30 \text{ m/s}$ , při mimořádně přesnosti a nejlepších materiálech až  $v_k = 50 \text{ m/s}$ , pro ocel zušlechťenou na 35 HRC s kolem z fosforového bronzu  $v_k \leq 15 \text{ m/s}$ . U litiny lze použít  $v_k \leq 2 \text{ m/s}$ .



Obr. 67 Rychlostní poměry ve valivém bodě šnekového soukolí

### 6.9.3 Sílové a převodové poměry

Předpokládá se že všechny vzájemné silové účinky mezi šnekem a kolem jsou soustředěny ve valivém bodě  $V$  (obr. 68). Zub šneku působí na zub šnekového kola kolmým tlakem  $F_{n1} = |F_{n2}|$ , který se rozkládá ve složky  $F_{t1}$  a  $F'_{n1}$ . Složka  $F_{n1}$  se skládá s třecí silou  $F_{T1} = F_{n1} f$  ve výslednici  $F_{v1}$ , která je zároveň výslednicí složek  $F_{a1}$  a  $F_{t1}$ .



Obr. 68. Sílové poměry na šnekovém soukolí

Tab. 35 Rozměrový výpočet válcového šnekového soukolí s obecným ozubením

Název		Označení (obr. 96)	Vzorce	
			Šnek	Šnekové kolo
Počet zubů	DR	$z_1, z_2$	$z_1$ – volí se	$z_2$ – z převodového čísla
Modul nástroje	DR	$m$	$m = m_n$	
Úhel záběru	DR	$\alpha$	$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$	
Úhel stoupání šroubovice	DR	$\gamma$	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{z_1 m_n}{D_1} \Rightarrow \gamma$	
Normálová rozteč		$t_n$	$t_n = \pi m_n$	
Osový modul	DR	$m_x$	$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{t_n}{\pi}$	
Úhel záběru v osovém řezu		$\alpha_x$	$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} \Rightarrow \alpha_x$	
Osová rozteč		$t_x$	$t_x = \frac{t_n}{\cos \gamma} = \pi m_x$	
Poloměr šneku		$q$	$q = \frac{D_1}{m_x} = 8 \text{ až } 13$	
Stoupání šroubovice		$L$	$L = z_1 t_n = \pi D_1 \operatorname{tg} \gamma$	
Průměr rozečtné kružnice	DR	$D_1, D_2$	$D_1 = \frac{z_1 m_n}{\operatorname{tg} \gamma}$	$D_2 = z_2 m_x$
Výška hlavy zubu		$h_a$	$h_a = m_n$	
Výška paty zubu		$h_f$	$h_f = h_a + c_p = m_n + 0,167 m_n = 1,167 m_n$	
Výška zubu		$h$	$h = h_a + h_f$	
Průměr hlavové kružnice		$D_{a1}, D_{a2}$	$D_{a1} = D_1 + 2h_a$	$D_{a2} = D_2 + 2h_a$
Průměr patní kružnice		$D_{f1}, D_{f2}$	$D_{f1} = D_1 - 2h_f$	$D_{f2} = D_2 - 2h_f$
Vzdálenost os	DR	$a$	$a = 0,5 (D_1 + D_2) = 0,5 m_n (q + z_2)$	
Smysl stoupání			pravý	pravý

Pokračování



Název	Označení	Vzorec	
		Šnek	Šnekové kolo
Tloušťka zubu v normálové rovině DR	$s_{a1}, s_{a2}$	$s_{a1} = \frac{l_n}{2}$	$s_{a2} = \frac{D_2}{\cos \gamma} \sin \tau,$ kde $\arccos \tau = \frac{s_{a2} \cos^3 \gamma}{D_2},$ $s_{a2} = 0,5 \cdot r_n$
Delka šneku K	$l$	$l_{\text{celk}} = 2m_n (1 + \sqrt{z_2})$	
Vnější průměr věnce kola	$D_{\text{ev}}$	—	$D_{\text{ev}} = D_2 + 2h_{\text{ev}}$ $2h_{\text{ev}} = 3,5m_n$ pro $z_2 = 1$ až 2 $2h_{\text{ev}} = 3m_n$ pro $z_2 = 3$ až 4
Zaoblení u hlavy zubu K	$R_n$	$R_n = 0,1m_n$	—
Zaoblení u paty zubu K	$R_f$	$R_f = 0,15m_n$	—
Šířka věnce	$b_e$	—	$b_e = 2\sqrt{(D_2 + m_n) \cdot m_n} + \Delta b_e,$ $\Delta b_e = 1,6m_n$ pro $z_2 = 1$ až 2 $\Delta b_e = 0,8m_n$ pro $z_2 = 3$ až 4
Úhel zkosení věnce K	$\varphi$	—	$\sin \varphi = \frac{b_e}{D_{e2}} \Rightarrow \varphi$
Úhel os	DR	$\Sigma$	$\Sigma = 90^\circ$

Obvodová síla šneku = axiální síla kola

$$F_1 = |F_{12}| = \frac{2M_{k1}}{D_1} \cdot \eta_{11},$$

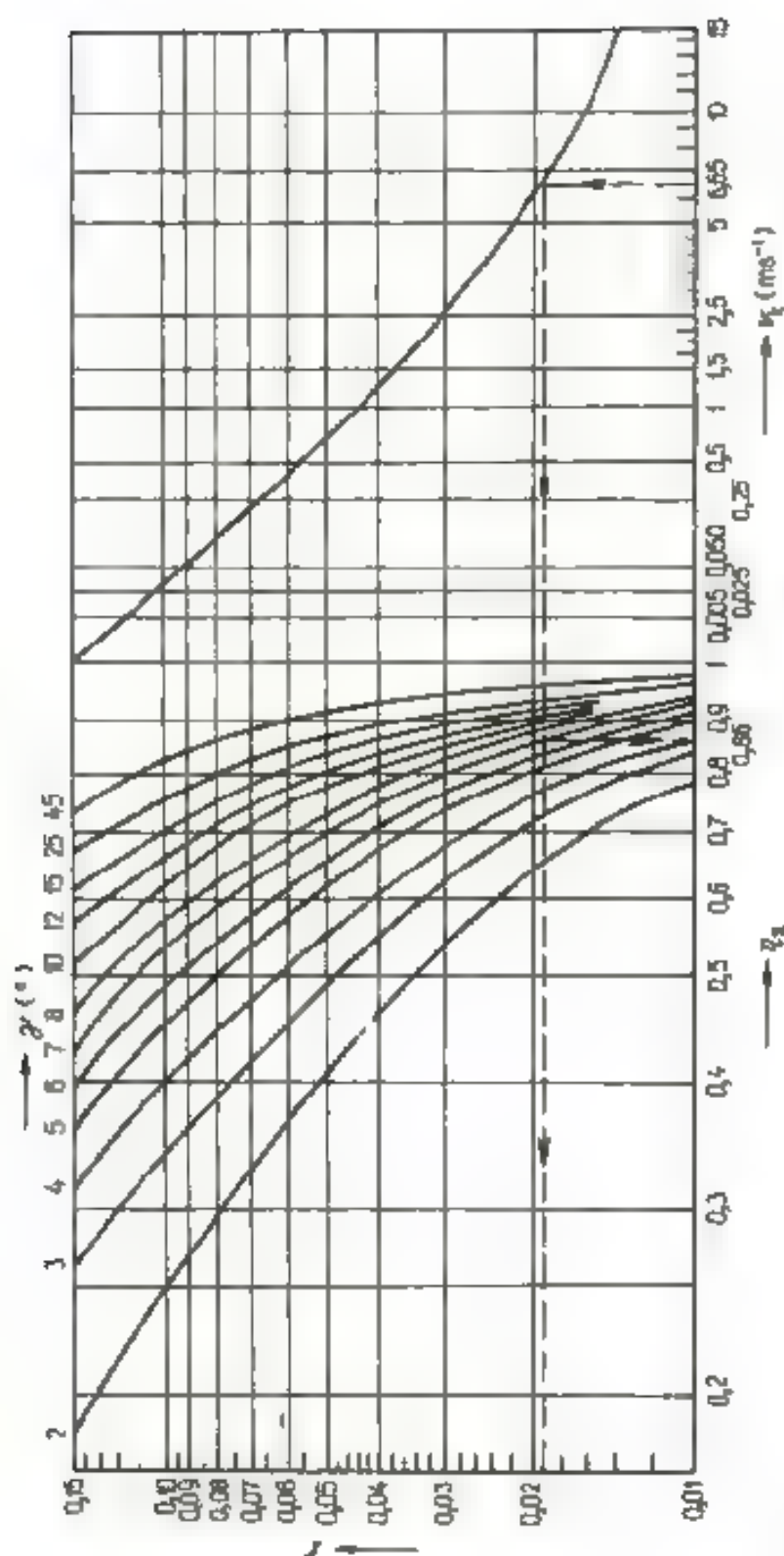
$$\text{kde } M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2\pi \cdot n_1},$$

$\eta_{11}$  je účinnost ložisek šneku.

Obvodová síla kola = axiální síla šneku

$$F_2 = |F_{21}| = \frac{F_1}{\lg(\gamma + \varphi')},$$

$$\text{kde } \lg \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n},$$



Obr. 69 Diagram účinnosti pro šneková soukolí s válcovým šnekem (platí pro velmi přesná soukolí).  
Vypočtem se  $\lambda_{0,1}$  a  $\lambda_1$  (viz příklad výpočtu),  $\eta$ , a  $f$  se vyhledá podle naměřených šnek (přiklad  
proveden pro  $\gamma = 7^\circ$  a  $\omega_1 = 6,55 \text{ m s}^{-1}$ )

*Radialní síla kola = radialní síla šneku.*

$$F_{r2} = |F_{r1}| = F_2 \cdot \frac{\lg \alpha_n \cdot \cos \varphi}{\cos(\gamma + \varphi')} = F_1 \cdot \frac{\lg \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')}.$$

*Výsledná radialní síla šneku zatěžující ložiska.*

$$F_{v1} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}.$$

*Výsledná radialní síla kola, zatěžující ložiska*

$$F_{v2} = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2}.$$

*Převodové číslo*

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} \cot \gamma = \frac{M_{k2}}{M_{k1} \cdot \eta_{1,2}}$$

*Účinnost (hnacím členem je šnek)*

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{11} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_b \cdot \eta_\pi,$$

kde  $\eta_{1,2}$  je účinnost ložisek šneku, popř. kola, u jednoho páru valivých ložisek  $\eta_1 = 0,99$ , u jednoho páru kluzných ložisek  $\eta_1 = 0,97$ ,

$\eta_b$  — účinnost broušení a těsnění, závisí hlavně na způsobu mazání a těsnění, viskozitě oleje, obvodové rychlosti, tvaru a rozměru olejové nádrže a rotujících součástí ( $\eta_b = 0,99$  až  $0,95$ ),

$\eta_\pi$  — účinnost ozubení,  $\eta_\pi = \frac{\lg 1}{\lg(\gamma + \varphi')}$ , závisí na kluzné rychlosti  $v_k$ , úhlu stoupání  $\gamma$  a součiniteli tření  $f$  (obr. 69).

U dobře provedených nesamosvorných šnekových převodů lze dosáhnout těchto maximálních celkových účinností:

pro	$z_1$	1	2	3	4	5
	$\eta_{1,2}$	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95.

#### 6.9.4 Materiály šnekových soukolí ✓

Při volbě materiálu šnekového soukolí se přihlíží k činitelům, které mají vliv na pracovní podmínky ozubení, jako jsou přenášený výkon, počet otáček, převodové číslo a kluzná rychlost. Na výběr má však také vliv počet vyráběných kusů, teplota prostředí, druh zatížení, druh hnacího a hnaného zařízení a účinnost ozubení, které také ovlivňují volbu vhodné dvojice materiálů šneku a kola. Jedním z nejdůležitějších požadavků pro volbu materiálů šnekového soukolí je jejich hospodárská dostupnost.

Šneky a šnekové hřídele jsou většinou z válcovaných ocelových tyčí, výjimečně z výkovků (u větších rozměrů) pro podřadné účely z 11 600, 11 700 bez tepelného zpracování, u namáhaných soukolí ze zušlechtěných ocelí 12 050, 12 060, 13 240, 15 131 a 15 241 – často se boky zubů povrchově kalí, nebo z cementačních ocelí 12 020, 14 220 nebo 16 220.

Kola méně zatížená se odlévají ze šedé litiny 42 2425, více zatížená se vyrábějí z tvářené uhlíkové oceli 11 600, pro nejvyšší zatížení a rychlosti se dělají kola složená. Ozubený bronzový věnec (42 3048, 42 3123, 42 3145, 42 3148) se lisuje nebo odstředivě přilije na náboj (růžci) z litiny nebo z oceli na odlitky.

Příklady volby materiálu šneku a kola jsou v tab. 36. Materiály pro šneky a šneková kola, jejich dvojice a mechanické hodnoty potřebné pro výpočet jsou v ČSN 01 4780 (viz ST).

Tab. 36 Doporučené dvojice materiálů pro šneková soukolí

Provedení soukolí	Šnek	Šnekové kolo
Pro vysokou účinnost $z_1 = 4 \text{ až } 6$ , $i_{1,2} = 6 \text{ až } 10$	Ocel 14 220.4, 16 220.4, cementovaná a kalená, brouše- ná a leštěná, $R_s = 0,2 \text{ až } 0,4$	Kovaný hliníkový bronz 42 3048, odstředivě lity hliníkový bronz 42 3145, 42 3148, frézovaný a hlazený v ozubení
Pro vysoké namáhání $z_1 = 2 \text{ až } 5$ , $i_{1,2} = 10 \text{ až } 30$	Ocel 14 220.4, cementovaná a kalená, broušená, $R_s = 0,4 \text{ až } 0,8$	Kovaný bronz 42 3046, přesně frézovaný odvałem
Pro přesná soukolí $z_1 = 1 \text{ až } 2$ , $i_{1,2} = 30 \text{ až } 100$	Ocel 12 020.4, cementovaná a kalená, broušená, nebo 13 240.6, zušlechtěná, $R_s = 0,8$	Fosforový bronz 42 3120 lity do písku, přesně frézovaný odvałem

### 6.9.5 Pevnostní výpočet šnekových soukolí podle ČSN

Všechna soukolí s válcovým šnekem (šnek A, N, E) přenesou v provozu při stejných rozměrech a za stejných podmínek přibližně stejný krouticí moment, takže způsob výpočtu je pro tyto druhy stejný.

Kontroluje se dovolený výkon, přenášený soukolím, a to

1. výpočtem na ohyb,
2. výpočtem na otláčení – soukolí musí být navrženo tak, aby se nezadíralo a nevznikaly pittingy,
3. výpočtem na otepření – nutné zvláště u soukolí s trvalým provozem a pro vysoké parametry.

U nás se provádí kontrola podle ČSN 01 4780.

### Postup výpočtu

Dané hodnoty výkon  $P_1$  (W), otáčky  $n_1, n_2$  ( $s^{-1}$ ) a provozní podmínky.

#### 1. Předběžný návrh modulu:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{k1} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_2}{\pi \cdot z_1 \cdot c_1 \cdot \psi_m}} \quad (\text{mm}),$$

$$\text{kde } M_{k1} = \frac{0^3 P_1}{2\pi \cdot n_1} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}),$$

$c_1 = 2$  až  $2,5$  MPa — materiálová konstanta, která se volí,

$\psi_m = b/m = 6$  až  $8$  — volí se,

$z_1 = 1$  až  $3$  — počet zubů šneku, musí být splněna podmínka  $z_2 = 1 \cdot z_1 > 22$  (pro  $\alpha_n = 20^\circ$ ).

#### 2. Volba materiálů (tab. 36 a ST).

3. Výpočet průměru hřídele šneku  $d_1$  — pro předběžný výpočet se uvažuje namáhání v prostém krutu se sníženým dovoleným napětím

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5M_{k1}}{\tau_{Dk}}}.$$

dále musí být splněna podmínka:  $d_1 < D_{r1}$

#### 4. Výpočet rozměrů soukolí (tab. 35).

#### 5. Kontrola navrženého soukolí podle ČSN 01 4780.

### Příklad výpočtu

Vypočítejte pevnostně i rozměrově šnekový převod výtahového stroje (obr. 70). Šnek je spojen spojkou přímo s elektromotorem o příkonu  $P_1 = 15$  kW a otáčkách  $n_1 = 16$   $s^{-1}$ . Počet zubů šneku volte  $z_1 = 1$ . Klec výtahu se pohybuje rychlostí  $v = 0,7$  m  $s^{-1}$ , lanový kotouč má průměr  $D_k = 700$  mm. Předpokládejte, že výtah bude pracovat 12 hodin denně.

#### 1. Předběžný návrh modulu

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2M_{k1} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_2}{\pi \cdot z_1 \cdot c_1 \cdot \psi_m}},$$

$$M_{k1} = \frac{10^3 P_1}{2\pi \cdot n_1} = \frac{10^3 \cdot 15\,000 \text{ W}}{2\pi \cdot 16 \text{ s}^{-1}} = 149\,283 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Volíme  $\eta_{11} = 0,99$  (valivá ložiska),  $c_1 = 2,5$  MPa,  $\psi_m = 8$ ,  $q = 8$

$$\text{tg } \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{8} = 0,125 \Rightarrow \gamma = 7^\circ 7' 30'', \text{ volíme } \gamma = 7^\circ.$$

Pro  $\gamma = 7^\circ$  je  $\eta_2 = 0,43$  až  $0,93$  (obr. 69), předběžně volíme  $\eta_2 = 0,8$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 149\,283 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 0,99 \cdot 0,8}{\pi \cdot 1 \cdot 2,5 \text{ MPa} \cdot 8}} = 15,55 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm} \quad (\text{normalizovaný}).$$



## 2. Volba materiálů

Hřídel: ocel 11 600,  $\tau_{Dk} = 40 \text{ MPa}$ .

Šnek: ocel 12 020.4, cementovaná a kalená,  $\sigma_{p1} = 500$  až  $750 \text{ MPa}$ .

Větec kola: bronz 42 3123,  $\sigma_{p1} = 200 \text{ MPa}$ .

## 3. Výpočet průměru hřídele šneku $d_1$ (uvažuje se namáhání prostým krutem)

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5M_k}{\tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 149\,283 \text{ N} \cdot \text{mm}}{40 \text{ MPa}}} = 26,5 \text{ mm}.$$

Z konstrukce  $d_1 = 50 \text{ mm}$ .



Obr. 70. Šnekový převod výtahového stroje

## 4. Výpočet rozměrů soukolí

Hodnoty potřebné pro kontrolní pevnostní výpočet:

$$v = \pi D_k n_2 \Rightarrow n_2 = \frac{v}{\pi D_k} = \frac{0,7 \text{ m} \cdot \text{s}}{\pi \cdot 0,7 \text{ m}} = 0,32 \text{ s}^{-1},$$

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{16 \text{ s}^{-1}}{0,32 \text{ s}^{-1}} = 50,$$

$$z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 50 \cdot 1 = 50,$$

$$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{16 \text{ mm}}{\cos 7^\circ} = 16,12 \text{ mm},$$

$$D_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{\tan \gamma} = \frac{1 \cdot 16,12 \text{ mm}}{\tan 7^\circ} = 131,29 \text{ mm},$$

$$D_2 = z_2 \cdot m_x = 50 \cdot 16,12 \text{ mm} = 806 \text{ mm},$$

$$h_a = m_a = 16 \text{ mm},$$

$$h_f = m_a + c_a = 16 \text{ mm} + 0,167 \cdot 16 \text{ mm} = 18,67 \text{ mm},$$

$$D_{a1} = D_1 + 2h_a = 131,29 \text{ mm} + 2 \cdot 16 \text{ mm} = 163,29 \text{ mm},$$

$$D_{f1} = D_1 - 2h_f = 131,29 \text{ mm} - 2 \cdot 18,67 \text{ mm} = 93,95 \text{ mm}$$

Podmínka  $d_1 < D_{f1}$  je splněna.

Ostatní rozměry se vypočtou ze vzorců v tab. 35

#### 5. Kontrola navrženého soukolí podle ČSN (viz ST)

a) na ohyb.

$$F_{Do1} = \frac{m_a \cdot b_o \cdot k_{Mo1} \cdot r_{o1}}{x_o} = 16 \text{ mm} \cdot 107,38 \text{ mm} \cdot 260 \text{ MPa} \cdot 0,27 = 120\,610 \text{ N},$$

$$x_o = 1 \text{ (ze ST pro dvanáctihodinový provoz)},$$

$$b_o = (D_{a1} + 2c_a) \cdot \arccos \psi = (163,3 + 2 \cdot 0,167 \cdot 16) \text{ mm} \cdot \arccos 0,80403 = 107,38 \text{ mm},$$

$$\cos \psi = \frac{D_{a1} - 2m_a}{D_{a1}} = \frac{163,3 \text{ mm} - 2 \cdot 16 \text{ mm}}{163,3 \text{ mm}} = 0,80403 \Rightarrow \psi = 36^\circ 29',$$

$$k_{Mo1} = 260 \text{ MPa} \text{ (ze ST)},$$

$$r_{o1} = 0,27 \text{ (ze ST)},$$

$$F_{Do2} = \frac{m_a \cdot b_o \cdot k_{Mo2} \cdot r_{o2}}{x_o} = 16 \text{ mm} \cdot 107,38 \text{ mm} \cdot 62 \text{ MPa} \cdot 0,52 = 55\,390 \text{ N},$$

$$k_{Mo2} \text{ a } r_{o2} \text{ (ze ST)};$$

b) na otlačení:

$$F_{Do1} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md1} \cdot r_{d1}}{x_d} = 211,5 \text{ mm} \cdot 97,16 \text{ mm} \cdot 29,2 \text{ MPa} \cdot 0,12 = 72\,005 \text{ N},$$

$$b_d = D_{a1} \cdot \sin \psi = 163,29 \text{ mm} \cdot \sin 36^\circ 29' = 97,16 \text{ mm},$$

$$k_{Md1} = 29,2 \text{ MPa} \text{ (ze ST)},$$

$$x_d = 1 \text{ (ze ST pro dvanáctihodinový denní chod)},$$

$$r_{d1} = 0,12 \text{ (ze ST pro otáčky } n_2 \text{ a kluznou rychlost } v_k),$$

$$v_k = \frac{v}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot 16 \text{ s}^{-1} \cdot 0,1313 \text{ m}}{\cos 7^\circ} = 6,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Kluzná rychlost je nižší než povolená kluzná rychlost pro kalený šnek a bronzové kolo ( $v_{Dk} = 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

$$F_{Do2} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md2} \cdot r_{d2}}{x_d} = 211,5 \text{ mm} \cdot 97,16 \text{ mm} \cdot 6,8 \text{ MPa} \cdot 0,3 = 41\,920 \text{ N},$$

$$k_{Md2} \text{ a } r_{d2} \text{ (ze ST)}.$$

Kontrola účinnosti v *obr. 69* pro  $\gamma = 7$   $v_k = 6,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$   
 vyhledáno  $\eta_k \approx 0,86$

c) Vypočet dovoleného přenášeného výkonu

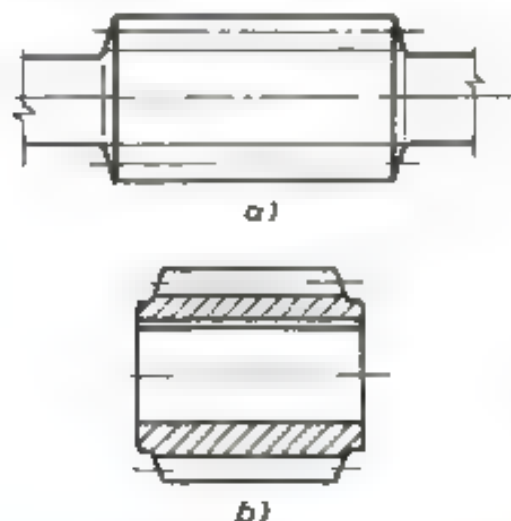
$$P_D = F_D \cdot v_2 = 41\,920 \text{ N} \cdot 0,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 33\,950 \text{ W},$$

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 = \pi \cdot 0,806 \text{ m} \cdot 0,32 \text{ s}^{-1} = 0,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

$P_D > P_1$ , soukolí vyhovuje.

#### 6.9.6 Konstrukce šneků, šnekových kol a šnekových převodovek

Šneky mohou být vyrobeny s hřídelem v celku (*obr. 71a*), častěji však jsou zvlášť a na hřídel se nasazují (*obr. 71b*).

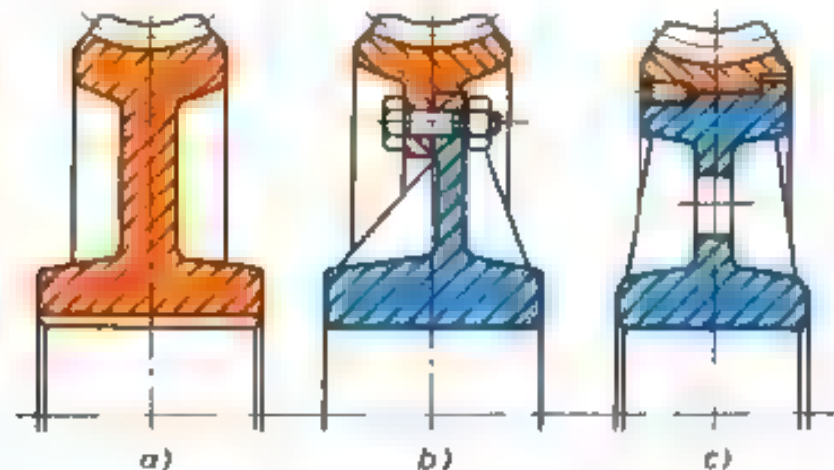


*Obr. 71* Provedení šneků

a) šnek v celku s hřídelem

b) samostatně provedený šnek

Konstrukce šnekových kol je obdobná jako u čelních kol, jen ozubené věnce jsou užší a vyduče. Věnec může být s tělesem v celku (*obr. 72a*), nebo pro úsporu kvalitních materiálů je k tělesu přišroubován (*obr. 72b*), na ně nalisován (*obr. 72c*), nebo přilít (*obr. 73*).

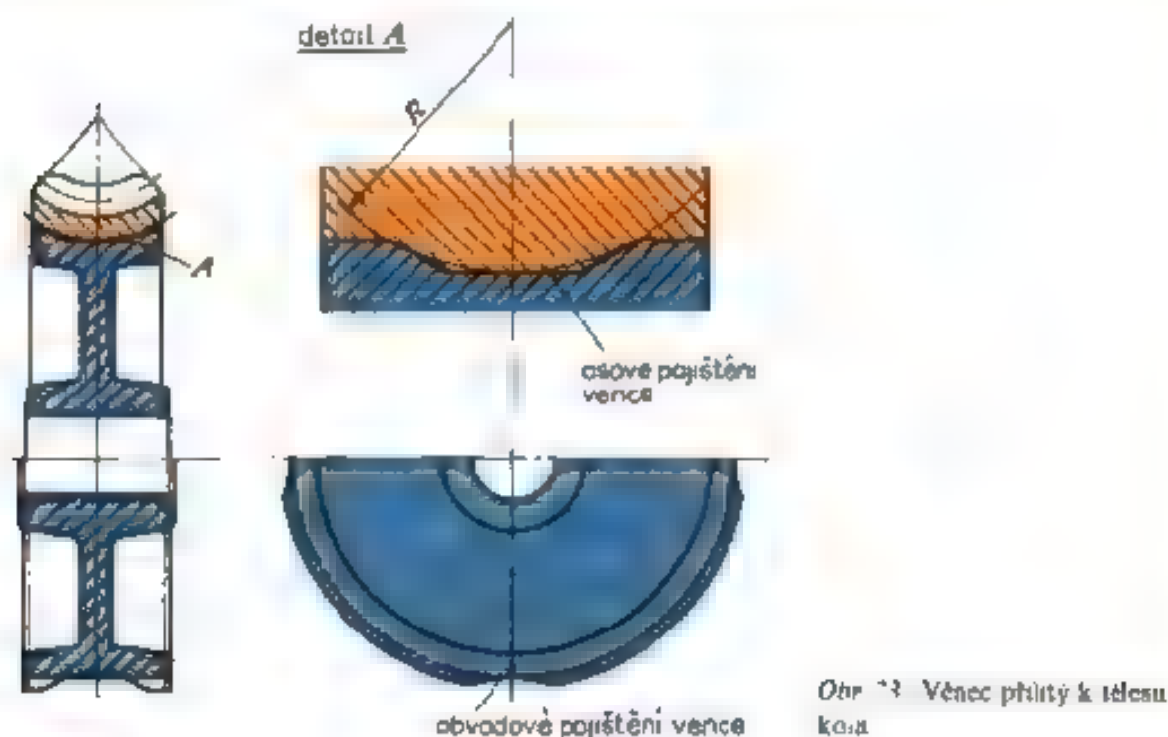


*Obr. 72* Konstrukce provedení šnekových kol

a) kol v celku, věnec i těleso z jednoho kusu b) věnec k tělesu přišroubován nalisovaný věnec

V praxi používané šnekové převodovky jsou nejčastěji jednostupňové s válcovým šnekem a globoidním kolem. Podle polohy os hřídelů jsou tři varanty převodovek (tab. 37).

Pro přenos největších výkonů (do 700 kW) se vyrábějí převodovky s globoidním šnekem. Jsou však drahé, neboť výroba globoidních šneků je složitá. Také skříň převodovky a uložení hřídelů je složitější, protože musí být zaručena tuhost skříně (správný zaběr) a poloha šneku i kola musí být nastavitelná. Ozubení se značně zahřívá, takže je nutno řešit těžké chlazení, většinou žebrovaním skříně.



## OTÁZKY A ÚKOLY

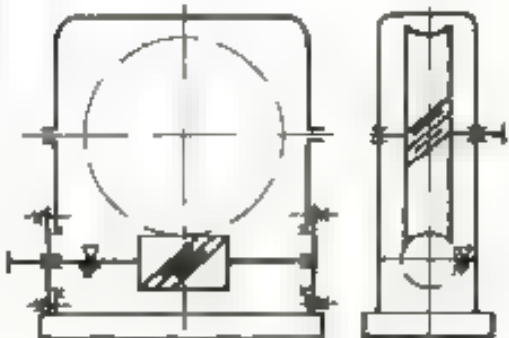
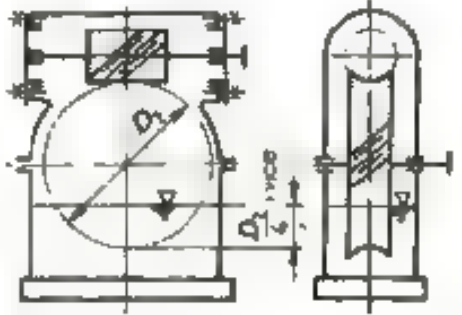
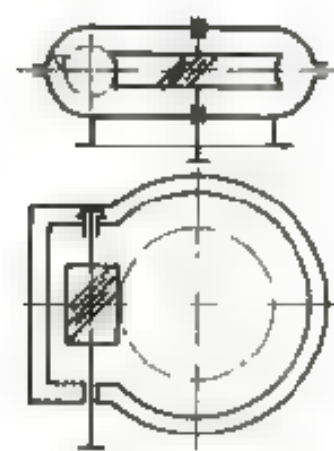
### 6.8 Šroubová soukola

1. Jaký je rozdíl mezi čelními koly se šikmými zuby a koly válcového šroubového soukoll?
2. Proč bývá úhel sklonu zubů hřídele kola  $\beta$ , u válcových šroubových soukolí větší než u hřídele kola  $\beta_2$ ?
3. Kdy bude šroubové válcové soukolí samovotné?
4. Z jakého materiálu se zhotovují šroubová soukola?

### 6.9 Šneková soukola

1. Pro jaké výkony a převodové poměry se používají šnekových soukolí? Uveďte příklady.
2. Jaké geometrické tvary mohou mít šnek a šnekové kolo? Vyhodnoňte je.
3. Jaká jsou šneková soukola podle křivky profilu šneku v čelní rovině? Kdy se kterých používá?
4. Jak zjistíte počet zubů u vyrobeného šneku?
5. Jaký je rozdíl mezi stoupáním šroubovice  $L$  a osovou roztečí  $t_o$ ?
6. Odvoďte vztah mezi roztečí a modulem v normálové a osové rovině šnekových soukolí.
7. Jak je možno změnit smysl otáčení šnekového kola?
8. Nakreslete schéma a vysvětlete slové poměry na šnekovém soukolí. Odvoďte závislosti mezi jednotlivými parametry.

Tab. 37 Druhy šnekových převodovek

Vybrazeno	Charakteristika
<p>TS 030 440</p> 	<p>Osy hřídelé jsou vodorovné, šnek je nad šnekovým kolem, dělicí rovina je vodorovná a prochází osou kola. Šnek brodí v oleji, roznaší olej na zuby K mazání ložisek se využívá oleje odstředivého od šneku. Použití, do obvodové rychlosti šneku <math>8 \text{ m s}^{-1}</math>. Hřidel šneku vystupující z převodovky je nutno těsnit. Nevýhoda – šnek je špatně přístupný</p>
<p>TS 030 431</p> 	<p>Osy hřídelé jsou vodorovné, šnek je nad šnekovým kolem. Dělicí rovina sčtině je vodorovná a prochází osou kola. Místa záběru jsou mazána olejem, vynášeným šnekovým kolem brodicím v oleji. Šnek je snadno přístupný, ale jeho mazání je nepřizpůsobivé. Jsou-li otáčky <math>n_1 &lt; 0,5 \text{ s}^{-1}</math>, musí mít ložiska šneku i kola samostatné mazání. Kružíš ložiska šneku – kroužkové mazání kola – Staufferova maznice</p>
<p>TS 030 450</p> 	<p>Osa hřídele šneku je vodorovná, osa hřídele šnekového kola je svislá. Místa záběru jsou mazána olejem, který přivádí šnek, brodicí v oleji</p>



9. Jaka je účinnost šnekových soukolí a jak ji lze zvýšit?
10. Jaký materiál se používá na šnek a jaký na šneková kola?
11. Porovnejte šneková kola v obr. 72 a v obr. 73 z ekonomického hlediska.
12. Nakreslete normauzovanými značkami schéma šnekového převodu ve skříni převodovky, je-li šnek nad kolem. Podle smyslu otáčení kol zakreslete též příslušná radiální a axiální ložiska.
13. Vypočítejte rozměry šnekového soukolí s vnitřním šnekem, globoidním kolem a s obecným ozubením pro otočné ustroj. jeřabu, je-li dáno:  $z_1 = 1$ ,  $z_2 = 45$ ,  $m = 12,5 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $D_1 = 140 \text{ mm}$ .
14. Proveďte pevnostní výpočet (kontrolu podle ČSN) šnekového soukolí z předchozího úkolu. Jaký výkon může soukolí přenést, jsou-li otáčky kola  $n_2 = 21 \text{ min}^{-1} = 0,35 \text{ s}^{-1}$ , šnek je z oceli 12 u20 cementován a kalen, kolo z bronzu o pevnosti 150 MPa. Protože soukolí pracuje pouze občasně, odhadneme dobu běhu na 4 h denně. [16,8 kW]

## 6.10 Zkoušení a údržba ozubených kol

### 6.10.1 Poškození zubů a jak mu zabránit

Pro správnou konstrukci, volbu materiálu a výpočet ozubeného převodu musíme znát příčiny poškození zubů. Rozeznáváme v podstatě 3 druhy porušení: 1. lom zubů, 2. porušení boků zubů, 3. zadíraní.

#### Lom zubů silovým namáháním

a) *Silový lom v patě zubu* je způsoben rázy v převodu (vyřazení zubu). Zabrana Ochrana proti přetížení.

b) *Únavový lom v patě zubu* stále opakovaným přetížením nad mez únavové, popř. časové pevnosti, přičemž velkou roli hraje nevhodný materiál, tepelné zpracování nebo způsob výroby, ale především vrubový účinek v patě zubu (malé zaoblení, ryhy, trhlinky nebo jamky v patě zubu). Zabrana Zvýšení únosnosti paty zubu, např. zesílením nebo kalením, zvětšením modulu nebo uhlu záběru, posunutím profilu, zpevněním přechodu paty zubu kulčkováním, odstraněním vrubů, větším sražením zubů z čelních stran (obr. 74).



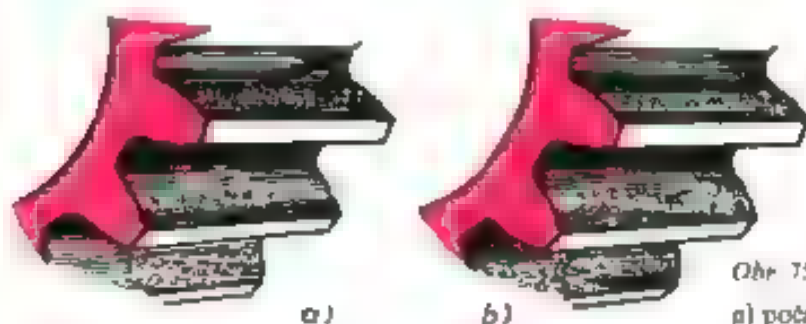
Obr. 74 Sražení zubů z čelních stran a boční zakřivení zubů

c) *Lom špičky zubu* způsobený nerovnoměrným rozdělením zatížení podél šířky zubu, např. chyba os, chyba směru zubů nebo silnější pružné přetvoření (průhyb nebo zkroucení) hřídele pastorku. Zabrana Odstranit uvedené chyby ve výrobě ko

d) *Odpryskávání vrstviček na hlavě zubu* u kalených ozubených kol (zvláště u přesuvných kol) při rázovém zatížení. Zabrana Použít houževnatější (legované) materiálu nebo omezit rázové síly

## Porušení boků zubů opotřebením

Po záběhu zubů má být povrch jejich boků polomatiný bez rýh a jamek. Při překročení dovoleného Hertzova tlaku (kap. 6.5.4) začnou se v okolí roztečného valce vydrolovat drobné částičky a vytvoří se jamky, tzv. *pitting* (obr. 75). Tvoření pittingů se považuje za nepřipustné tehdy, jestliže se počet jamek stále zvyšuje nebo jestliže se jamky zvětšují. Zabrana: Zlepšit jakost povrchu boků zubů, snížit tření v zubech, zvýšit mazací tlak nebo použít hustějšího oleje (o větší viskozitě).

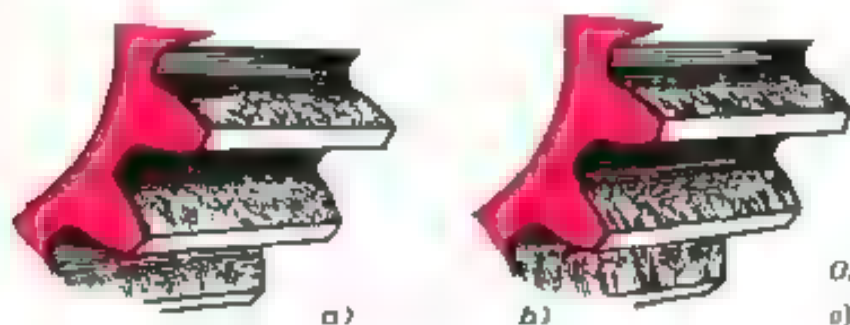


Obr. 75 Tvorba pittingů na bocích zubů  
a) počáteční stadium, b) pokročilé stadium

## Zadírání a otěr zubů

Při nepříznivé kombinaci zatížení, kluzné rychlosti, tření boků, kvality povrchu a teploty oleje se může olejový film protrhnout, takže nastane kovový styk boků zubů. V důsledku velkého kluzného tření se boky velmi zahřívají a zdrsnějí. Vystupky se svaří a opět se odtrhnou. Přitom se oba boky poškodí a opěti zaceli. První známky se objevují na hlavě zubu, poněvadž je tam největší kluzná rychlost. *Zadírání* se nazývá anglicky *galling* (obr. 76). Zabrana: Nebezpečí zadření lze zmírnit použitím materiálů vzdorujících vysokým teplotám a mazáním tlakovým olejem.

*Otěr* se projevuje odřením boků zubů, nastane-li smíšené nebo suché tření. Nadměrné opotřebení, zvláště je-li nerovnoměrně rozděleno po boku zubu, může vyřadit převod z provozu. Zabrana: Kalené zuby, olej o větší viskozitě.



Obr. 76. Zadírání boků zubů  
a) počáteční stav, b) pokročilý stav

### 6.10.2 Nové způsoby zvyšování únosnosti ozubených kol

Únosnost ozubených kol lze zvýšit těmito způsoby

1. *Kalení ozubených kol* se zvýší valivá pevnost boků zubů třikrát až desetkrát. Kromě *cementování* (vyžaduje dodatečné broušení boků) přichází v úvahu *nitriding*, *kalení plamenem* a *indukční kalení*.

2. Měkkým nitrideráním (teplota lázně asi 550 °C) můžeme značně zvýšit valivou pevnost nekalených ocelových kol, ačkoli je přítom nitridační vrstva tenká.

3. Kulčkováním přechodu paty zubu můžeme podstatně zvýšit únosnost zubu v ohybu, zvláště u kol zušlechťených nebo kalených.

4. Únosnější tvary zubů:

a) Evolventní ozubení s větším úhlem záběru (ze dosáhnout jeho zvětšením u výrobního nástroje nebo levněji posunutím profilu).

b) Zvýšené evolventní ozubení ( $h > 2,25 m$ ) se stupněm záběru  $e > 2$ .

c) Konkávní ozubení ve dvojici konkávních proti konvexním bokům – ozubení Novikovo.

5. Přiznivější rozložení zatížení podle šířky zubů

a) Osové samostatitelný pastorek nebo kolo podle síly v ozubení.

b) Přizpůsobení sklonu zubu (úhel sklonu zubu) zkroucení a průhybu pastorku při zatížení.

c) Odlehčení konců zubů bočním zakřivením boků zubů nebo stranovým sražením zubů (obr. 74).

d) Dokonalý záběh boků zubů s aktivním olejem nebo zlepšení záběhu fosfátováním boků zubů.

6. U ozubených kol, kde je zatížení omezeno tvořením rýh, se zvyšuje únosnost shroubením boků hlavy zubů, zmenšením výšky hlavy a zvláště použitím oleje pro vysoké tlaky (hypoidní olej).

### 6.10.3 Hlučnost ozubených kol a její snižování

Při snaze o zlepšování životního a pracovního prostředí činí vážný problém hlučnost převodů. Přestože již byla provedena řada výzkumů, nejsou ještě všechny příčiny hlučnosti převodů známy. Složitost tohoto problému dokazuje skutečnost, že ani nejpečlivější dodržování všech výrobních postupů a tolerancí nedává záruku klidného chodu ozubených kol. Při snižování hlučnosti musí se konstruktér řídit praktickými zkušenostmi.

Podle jakosti ozubení odchylují se jednotlivé rozměry, jako rozteč, tvar a sklon zubu atd., více nebo méně od teoretických hodnot. Za provozu se dale zuby, přicházející do záběru, zatížením deformují, což se projevuje podobně jako chyba rozteče. Chyby rozteče způsobují nerovnoměrný přenos pohybu. Z toho vyplývající úhlová zrychlení nebo zpoždění vyvolávají přidavné dynamické síly v ozubení a kolísání krouticího momentu. Tyto přidavné síly a momenty způsobují kmitání součástí převodů, která leží ve slyšitelné frekvenci a jsou jednou z příčin hlučnosti ozubení. Kromě toho ještě třecí síly v bocích zabírajících zubů vyvolávají kmity, které se též projevují hlučením. Hluk mohou dále vyvolávat i ložiska, především valivá.

*Opatření pro omezení hlučnosti*

1. Boční zakřivení zubů (obr. 74), aby se záběrový ráz zmírnil,

2. volba počtu zubů kol v prvočíslech, aby se vyloučilo periodické sčítání určitých chyb ozubení.

3. použít kol s velkým počtem zubů a malým modulem (zvýší se součinitel trvanlivosti záběru),

4. použít šikmých a zakřivených zubů, aby zatížení a odlehčení zubů nastávalo postupně,

5. použít materiálů ozubených kol s tlumicí schopností, např. plasty,

6. vyztužení převodových skříní výztuhami, žebry apod.,

7. tuhé hřídele,

8. minimální vůle v ložiskách.

#### 6.10.4 Maziva a mazání ozubených převodů

Účelem mazání ozubených soukolí je snížení tření mezi boky zubů a chlazení převodu. Správná volba druhu a množství maziva má podstatný význam. Ozubená soukolí se mažou převážně mazacími oleji, které dobře zatekají mezi zuby, odvádějí teplo, snadno se vyměňují a jsou při nich menší ztráty třením. Základním hlediskem pro volbu druhu maziva je jeho viskozita a odolnost proti stárnutí.

Pro mazání ozubených kol průmyslových převodovek se doporučují trvanlivý olej K 12 s kinematickou viskozitou  $114 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  při  $50^\circ \text{C}$ , trvanlivý olej T 5 s kinematickou viskozitou  $(47 \text{ až } 51) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  při  $50^\circ \text{C}$ .

Převodovka se musí naplnit tak, aby hladina oleje sahala do středu olejoznaku. Způsob mazání je dán druhem převodu (tab. 38).

Teplota oleje ve skříní nesmí přesáhnout

$50^\circ \text{C}$  pro  $m = 1,25 \text{ až } 2 \text{ mm}$ ,

$65^\circ \text{C}$  pro  $m = 2,25 \text{ až } 8 \text{ mm}$ ,

$70^\circ \text{C}$  pro šnekové převody

#### 6.10.5 Opravy ozubených kol

Ozubená kola jsou výrobně velmi přesná. Poměrně vysoká cena ozubených kol má podstatný vliv na celkovou výši nákladů na opravu stroje.

Na ozubených kolech se zpravidla vyskytují tyto závady

- celkové opotřebení zubů po šířce i délce,
- vydrolený kov na pracovním povrchu zubů (pitting),
- opotřebení otvoru ozubeného kola,
- vyložené části zubů nebo celé zuby.

Ozubená kola se renovují třemi způsoby a volba optimálního způsobu závisí na charakteru poškození

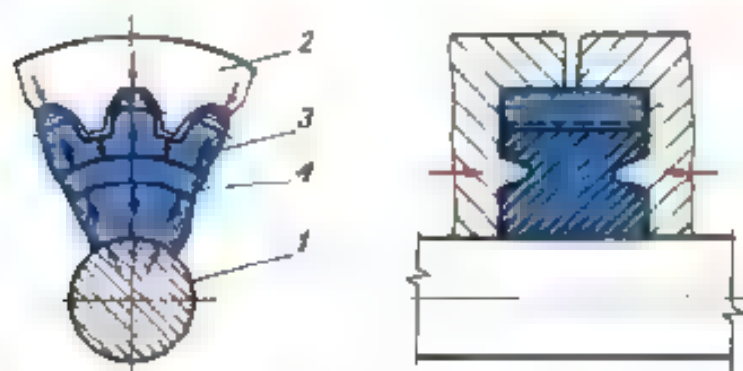
1. *Tvářením* vtlačováním nástroje je vhodné renovovat, jsou-li zuby opotřebeny po šířce, nebo je-li pracovní povrch drobně vydrolen. Vtlačování ozubeného kola se děje v přípravku (obr. 77). Po přetváření se ozubené kolo obrábí jako nové kolo.

2. *Navařováním* je vhodné renovovat, jsou-li zuby opotřebeny po délce (do  $1/3$ ) nebo při vylovení zubu, které rovněž nepřesahuje  $1/3$  délky. Doposud se při podob-



nych opravách konce poškozených zubů navařovaly volně. Podle nové metody s Žakovce ze ZVIL Plzeň se k renovaci zhotoví jednoduchá tvarová forma z měděného plechu (obr. 78). Při konečném opracování se navařené zuby brousí profilovými brusnými kotouči.

3. Mechanicky výměnou ozubeného věnce je vhodné renovovat jsou-li zuby opotřebeny po delce (přes 1/3) nebo při úplném i částečném (přes 1/3) vylomení zubu. Předem vyrobený ozubený věnec se na náboj nalisuje a přivaří.

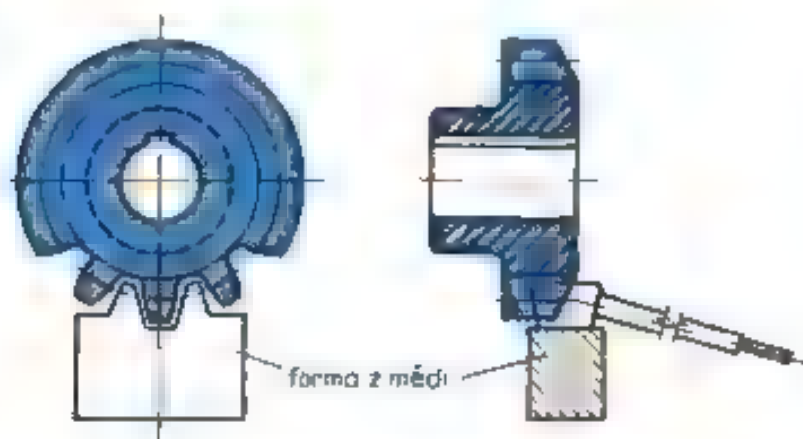


Obr. 77. Vtlačování ozubeného kola v přípravku

1 – čep zabráňující deformaci vnitřního otvoru ozubeného kola, 2 – lisovnice, 3 – ozubené kolo, 4 – drážka vzniklá při tváření (šipky ukazují směr působících sil).

Lisovnick z obou čelních stran vtlačí do kola mezikružovou drážku. Materiál se přemístí jednak na vnější obvod a vyplní opotřebované vrstvy mezi ozubeným kolem a lisovnicí, jednak dovnitř kola a vyplní opotřebovanou vrstvu mezi dírou náboje a čepem.


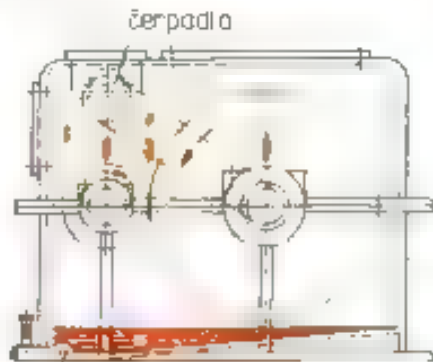
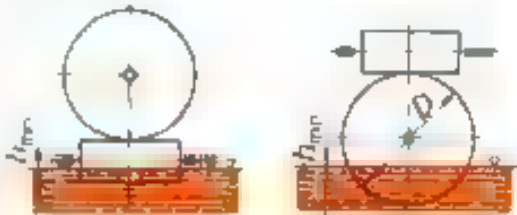
Zuby ozubených kol, jejichž čela i tloušťka jsou v přípustných mezích, se pouze začišťují jemným pítlíkem, tj. zbavují se otřepů po delce i na čelech. Je-li ozubení opotřebováno z jedné strany, nedosáhlo-li opotřebování mezních rozměrů a pokud to konstrukce součásti dovolí, je vhodné kolo obrátit.



Obr. 78. Navařování poškozených zubů ozubených kol pomocí formiček z mědi. Je vhodné navařit zuby do 10 % větší výšky, než je správný rozměr, neboť se konce zubů po navaření lze obrábět na požadovanou výšku.



Tab. 38 Způsoby mazání ozubených převodů

Druh převodu	Způsob mazání a mazivo	Schéma poznámka
Nekrytá šelň a kuželová soukolí s hrubými nebo neobrobenými zuby – občasny chod – rychlost do $1 \text{ m s}^{-1}$	<i>Ruční mazání</i> Mazací tuky a oleje s velkou viskozitou, např. pro měkka kola olej imavý OD-16 olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-P 19, pro kalená kola olej trvanlivý OT-K 28	Nanášá se štětcem. Před nanesením je olej nutno ohřát nad $60^\circ\text{C}$ nebo rozředit ochravným rozpouštědlem
Nekrytá nebo částečně krytá soukolí s rychlostí do $4 \text{ m s}^{-1}$	<i>Olejná lázeň</i> Husté minerální oleje, např. pro měkka kola olej imavý OD-8, olej trvanlivý OT-K 8, olej automobilový OA-PP 7, pro kalená kola olej imavý OD-16, olej trvanlivý OT-K 8, K 12, olej automobilový OA-P 19	Věvec většího kola brodí v oleji  $h_{\min} = 2 \text{ až } 3h$ ; $h$ – výška zubu
Rychloběžná soukolí pro velké výkony	<i>Oběhové mazání</i> Kvalitní minerální olej, dopravovaný čerpadlem, se přivádí do místa záběru kol. Mazivo: olej válcový OV-B 28, B 31	Olej odvádí teplo a ochlazuje se ve vodním chadiči  čerpadlo chadič
Šroubová a šneková soukolí Poznámka: Je-li šnek nad kolem, je jeho mazání nedokonalé. Je-li šnek pod kolem, je mazání dobré, ale olej se více zahřívá	<i>Olejná lázeň</i> Hustý minerální olej, např. olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-PP 13, PP 44, PH 12	Šnek a pod kolem v natno hlubokém oleji  $h_{\min} = 2h$ , $h$ – výška zubu $h_{\min} = 0,25 \text{ až } 0,3D$

### 6.10.6 Montáž, demontáž a obsluha ozubených převodů

Při montáži ozubených převodů se vykonávají tyto práce

1. nasazení a připevnění ozubeného kola na hřídel,
2. namontování ložisek na hřídel a montáž hřídelů s nalisovanými ložisky nebo nalisování hřídelů s ozubenými koly do ložisek v tělesech skříní,
3. seřízení záběru ozubených kol a kontrola jejich správného seřízení.

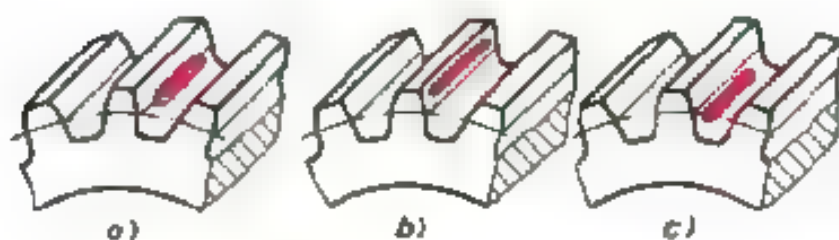
Připevnění ozubeného kola na hřídeli lze provést

- a) připojením šrouby k unašecí přírubě,
- b) perem, popř. klinem,
- c) příčným nebo sparovým koříkem,
- d) nalisováním na hřídel,
- e) otočně pouzdem na hřídeli,
- f) posuvně na drážkovém hřídeli.

Nasazení kol se provádí lisem, v přípravku nebo pomocí vodícího trnu. Demontáž se provádí též lisem nebo stahováký

Při montáži ozubeného převodu má velký význam poloha hnacího a hnaného hřídele. Osy hřídelů čelních ozubených kol musí být rovnoběžné a musí být dodržena vypočtená vzdálenost os.

Jakost záběru ozubených kol se zjišťuje nanesením barvy na zuby jednoho kola a protočením soukolí (obr. 79). Závady odstraníme výměnou ozubených kol nebo úpravou pouzder.



Obr. 79. Kontrola záběru čelních ozubených kol barvou

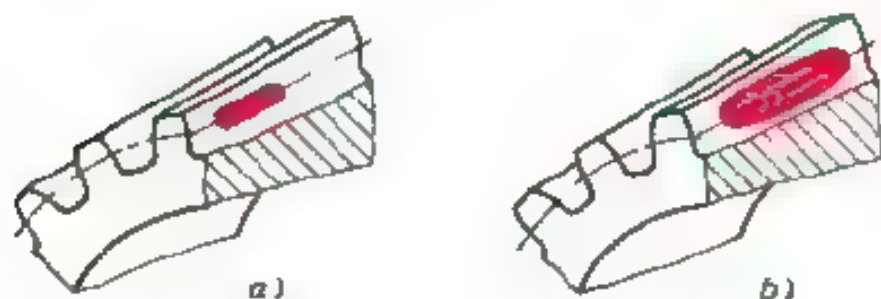
a) dobrý záběr, b) vzdálenost os hřídelů je velká, c) vzdálenost os hřídelů je malá. Barva musí pokrývat na výšku 60 % a na délku 50 až 70 % plochy nezatíženého zubu

K zajištění správné montáže kuželového převodu musí být splněny tyto podmínky.

1. ozubená kuželová kola musí mít správný tvar a správnou tloušťku zubů,
2. musí být dodržena souosost roztečné kružnice a otvoru v náboji kola,
3. osy otvorů ve skříní musí být v jedné rovině a svírat předepsaný úhel  $\Sigma$ ,
4. ostatní součásti převodu (ložiska, příruby, víka apod.) nesmějí mít závady, které by způsobily přesazení zešikmení os apod.

Záběr se kontroluje barvou bez zatížení a s plným zatížením (obr. 80). Boční vůle se kontroluje spároměrem nebo číselníkovým uchytkoměrem.

Při seřizování záběru kuželových ozubených kol posouváme jedním nebo oběma koly ve směru jejich os. Po seřizení záběru se kola zajistí ve správné poloze vyrovnávacími podložkami, které se vloží mezi náboj ozubeného kola a opěrnou plochu skříně.

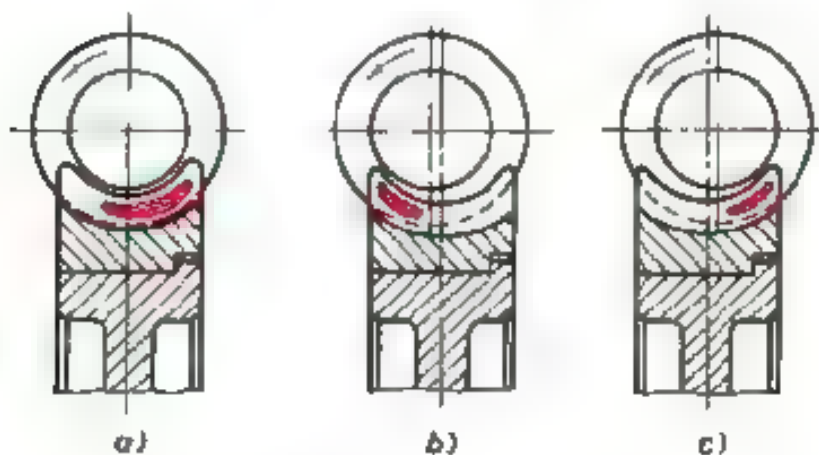


Obr. 80 Kontrola záběru kuželových ozubených kol barvou

a) bez zatížení; b) se zatížením. Otisk má být vzdálen od okraje úzkého konce zubu 1,5 až 3 mm a od horní části boční plochy zubu 0,4 až 1 mm.

Hlavním požadavkem pro zajištění správného záběru při montáži šnekového převodu a převodu šroubovými koly je dodržet velikost úhlu os hřídelů a vzdálenost os. Záběr šnekového soukolu se kontroluje barvou (obr. 81). Celý smontovaný převod se musí snadno otáčet. V každé poloze kola musí být rozběhový krouticí moment stejný. Vůle v záběru šnekového převodu způsobuje tzv. *mrtnvý chod*. Je to největší úhel pootočení šneku, při němž ještě nedojde k pootočení šnekového kola. Zjišťuje se úhломěrem s číselníkovým uchytkoměrem.

Obsluha ozubených převodů spočívá v dobrém mazání a udržení převodu v přípustné teplotě (kap. 6.10.4).



Obr. 81 Kontrola záběru šnekových převodů barvou

a) správný záběr, b), c) šnek je mimo osu šnekového kola. Při správném záběru šneku musí barva pokrývat 50 až 60 % boční plochy zubu šnekového kola.

### 6.10.7 Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí

Je-li převodovka úplně smontovaná, naplní se předepsaným množstvím oleje. Převodovka musí mít odvzdušnění, aby se vyrovnalo zvýšení tlaku při zahřátí. Montér se musí přesvědčit o tom, zda čistič, plstěné vložky atd. v odvzdušňovacích šroubech nekladou příliš velký odpor průchodu vzduchu. U otevřených převodů musí být z bezpečnostních důvodů ozubená kola opatřena ochrannými kryty.

Každý prototyp převodu musí se podrobit zkouškám při plném zatížení za provozních podmínek. Sériově vyráběné převodovky se funkčně zkoušejí a zabíhají.

Zkoušky při plném zatížení i funkční zkoušky se provádějí podle platných nebo sjednaných přejmaticích podmínek. Výsledky zkoušek pro každou převodovku jsou ve zkušebním protokolu doloženy naměřenými hodnotami a charakteristikami.

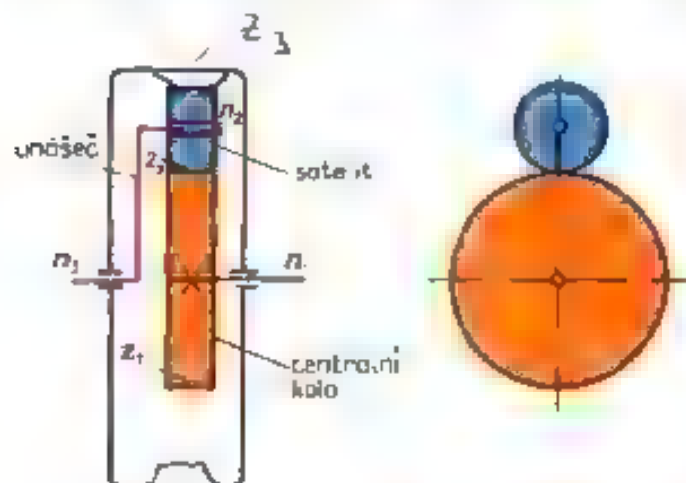
### OTAZKY A ÚKOLY

#### 6.10 Zkoušení a údržba ozubených kol

1. Jak se zjistí správný záběr zubů kol?
2. Proč musí být alespoň jedno kolo kuželového soukolí osově nastavitelné?
3. Jaký účel má mazání ozubených převodů?
4. Ve kterých případech se používá ruční mazání, olejová lázeň, oběhové mazání?
5. Co je příčinou hluku ozubených kol a jak je možno ji zabránit?

## 7 PLANETOVÉ OZUBENÉ PŘEVODY

Planetové převody jsou převody ozubenými koly, skládající se z *centrálních kol* a *unašečů*, rotujících kolem hlavní osy, a ze *satelitů*, které vykonávají dva pohyby: rotují kolem vlastní osy a přitom jsou unášeny unašečem kolem hlavní osy (obr. 82).



Obr. 82 Planetový mechanismus se dvěma základními členy

Centrální kola a unašeč jsou tzv. *základní členy* a podle jejich počtu se rozlišují planetové mechanismy se dvěma, třemi, čtyřmi, nebo větším počtem základních členů.

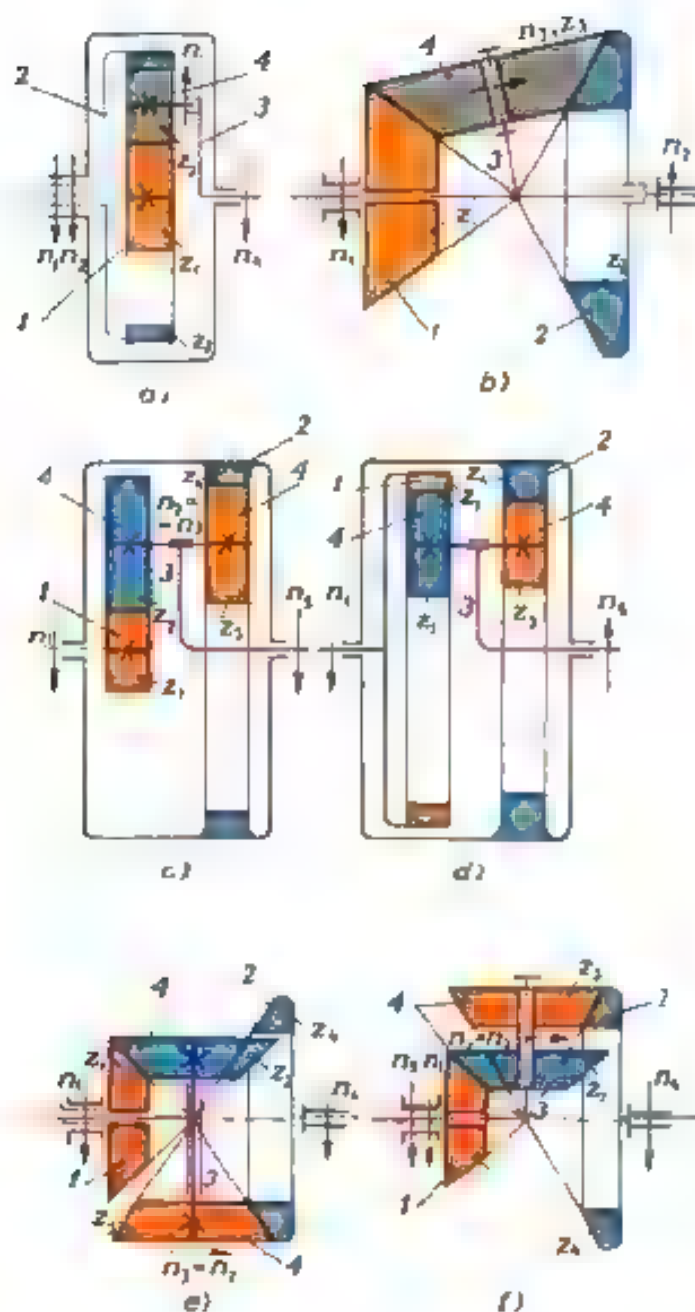
Všechny druhy planetových soukolí s čelními koly lze uspořádat obdobně s kuželovými koly (obr. 83).

Planetové převody jsou *vhodné*, protože se jimi dosáhne velkého převodového poměru při souosém hnacím i hnaném hřídeli. Skříň převodovky je váčová a má malé rozměry. U planetových převodovek s větším počtem satelitů jsou odlehčena ložiska hřídelů základních členů a tím se zvýší trvanlivost převodu. Ozubení mají malé moduly, což přispívá k přesnosti kol. Konstrukce se vyznačuje tuhostí, která nepřipouští deformace. To přispívá k tichosti chodu. Účinnost planetových převodovek je velmi příznivá (většinou nad 0,97).

### Nevýhody

Vyžadují přesnější výrobu i montáž než běžné převody, a proto jsou dražší. Při malém převodu má planeová převodovka více kol než předloková. Vzhledem k dynamickým účinkům odstředivých sil nemohou mít unašeče vysoké otáčky, značný počet ložisek vyžaduje při dosti velkých průměrech a obvodových rychlostech pečlivé mazání.





Obr 83 Planetova soukoll čelní a kuželová

a), b) s jednoduchým sateřtem,  
c), d), e), f) s dvojitým sateřtem  
1, 2 - centrální kola (mohou být  
provedena jako korunná - kolo 1  
v obr d), kolo 2 v obr a), c), d)  
1 - unášec, 4 - sateř

Planetové převody se používají u zdvihadel, textilních a obráběcích strojů, leteckých motorů, automobilů apod. (obr. 84).

## 7.1 Otáčky a převodová čísla planetových převodů s čelními koly

V praxi nejčastěji používaný planetový převod je převod se třemi základními členy - dvěma centrálními koly 1, 2 a unášečem 3 (obr 85).

Jsou-li dány otáčky  $n_1$  hnacího hřídele  $O_1$ , jsou jednoznačně určeny pohyby všech členů soustavy a je možno určit pohyb hnaného členu - unášeče 3.



1 - hnací pásmorek, 2 - tažné kolo, 3 - klec  
diferenciálu, 4 - satelity 5 - kontrální  
(planetová) kola

Obvykle však bývá zadán přenášejný výkon  $P$ , otáčky  $n_1$  a  $n_2$  a ukořím je stanovit otáčky a počty zubů všech kol. Pro zadany převod  $i = n_1/n_2$  se volí  $\tau$  tak, aby  $z_2$  a  $z_1$  byla celá čísla a splňovala podmínky

$$I_{1,4} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2\tau_1}$$

$$z_{\pm 1} = z_3 - z_1,$$

Z následujících vztahů lze stanovit při známém modulu  $R_1, R_2, R_3$

$$i_{1,4} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = 1 + \frac{R_1 + 2R_2}{R_1}$$

Prototip  $R_1 = R_1 + 2R_2$  bude

$$r_{14} = 1 + \frac{R_2}{R_1} = 1 + \frac{z_2}{z_1}$$



Při kontrole ložisek satelitů je nutné znát otáčky  $n_2$  (popř.  $\omega_2$ ), které se zjistí ze vztahu:

$$\omega_2 = (\omega_1 \quad \omega_4) \begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \end{pmatrix} = \omega_1 \cdot \begin{pmatrix} 1,4 - 1 \\ 1,4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \end{pmatrix}$$

Použije-li se většího počtu satelitů, je možno zmenšit rozměry ozubených kol. Je však třeba

1. Zajistit *rovnoměrné rozmístění satelitů* po obvodě unášeče, který je  $n$ -ramenný (zatížení ložisek centrálních členů).

2. Určit *počty zubů na centrálních kolech* tak, aby bylo možné smontování převodu. Musí být splněna tzv. *montážní rovnice* planetového převodu s větším počtem satelitů, která říká, že součet zubů centrálních kol musí být dělitelný počtem satelitů:

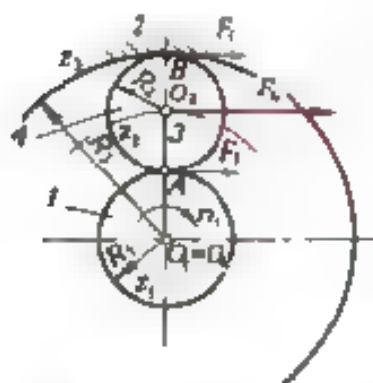
$$x = \frac{z_1 + z_3}{s},$$

kde  $s$  je počet satelitů,

$x$  – libovolné celé číslo.

3. Kontrolovat, zda-li se nepřekrývají hlavní kružnice satelitů podle tzv. *rovnice sousedství*

$$\frac{z_3 + 2}{z_1 + z_2} \leq \sin \frac{\pi}{s}$$



Obr. 86. Sílové poměry u planetového převodu se třemi základními členy

## 7.2 Síly a momenty u planetového převodu se třemi základními členy (obr. 86)

Krouticí moment přiváděný na hnací hřídel

$$M_1 = \frac{P}{2\pi \cdot n_1}$$

Zuby hnacího kola 1 a satelitu 4 na sebe působí silou

$$F_1 = \frac{M_1}{R_1}$$

a stejně velkou silou  $F_1$  na sebe působí i zuby kola 2 a satelitu 4 v odvalovacím bodě B. Obě tyto síly vyvolají ve středu satelitu  $O_1$  obvodovou sílu

$$F_s = 2F$$

a moment

$$M_4 = F_4 (R_1 + R_2) = 2F_1 \cdot (R_1 + R_2)$$

Dosazením za  $F_1 = M_1 / R_1$  získáme známý vztah.

$$M_4 = \frac{2M_1 (R_1 + R_2)}{R_1} = 2 \cdot 1,4 \cdot M_1,$$

$$1,4 = \frac{M_4}{M_1}.$$

Z podmínky rovnováhy momentů vyplývá.

$$M_1 + M_3 = M_4$$

Z energetické rovnováhy plyne, že výkon přivedený je roven výkonu odvedenému

$$M_1 \cdot n_1 + M_3 \cdot n_3 = M_4 \cdot n_4,$$

po dosazení za

$$M_3 = M_1 \cdot \frac{z_1}{z_3}$$

a za

$$M_4 = M_1 \cdot \frac{z_1 + z_3}{z_1}$$

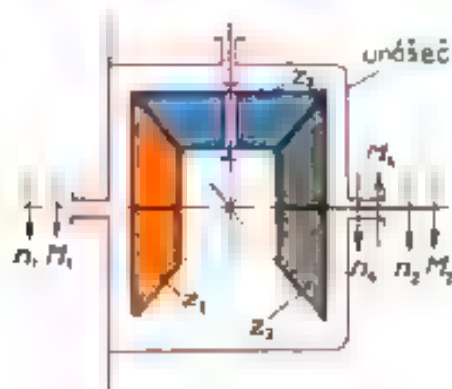
dostaneme

$$M_1 \cdot n_1 + M_1 \cdot \frac{z_3}{z_1} \cdot n_3 = M_1 \cdot \frac{z_1 + z_3}{z_1} \cdot n_4,$$

a po úpravě

$$z_1 \cdot n_1 + z_3 \cdot n_3 = (z_1 + z_3) \cdot n_4,$$

což je rovnice diferenciálu.



Obr. 87 Snové poměry v souměrném kuželovém diferenciálu

### 7.3 Převodové a silové poměry u planetových převodů s kuželovými koly

Platí pro ně tytéž kinematické a statické vztahy jako pro soukolí s čelními koly. Častou aplikací tohoto soukolí ve strojírenství je tak zvaný *souměrný kuželový diferenciál* (obr. 87), kde  $z_1 = z_3 = z$ .

Pro otáčky platí:

$$n_1 + n_3 = 2n_4$$

a pro momenty:

$$M_1 = M_3 = M, \quad M = \frac{1}{2}M_4$$



## SLOVNÍK ODBORNÝCH VÝRAZŮ

**cykloida** – rovinná křivka, kterou opiše bod kružnice valící se po přímce nebo kružnici. Podle jejího tvaru se konstruuji některé druhy ozubených kol.

**diferenciál** – soukolí na podvozků automobilů, traktorů, terenních vozidel apod., vyrovnávající rozdíl obvodových rychlostí pravého a levého kola v zatáčce, čímž samočinně umožňuje rozdílné otáčky obou kol a současně rozděluje hnací sílu stejně na obě kola.

**dimenzování** – určování velikosti strojních součástí zpravidla pevnostním výpočtem.

**eloida** – epicykloidní boční křivka zubů na základním kole kuželových ozubených soukolí se zakřivenými zuby typu Oerlikon.

**evolventa** – rovinná křivka, kterou opiše bod přímky, která se odvaluje po základní (nehybné) kružnici.

**fibr (vulkánfibr)** – plast z regenerované celulózy. Vyrábí se lisováním papíru namočeného v kyselině sírové nebo v teplém chloridu zinečnatém. Používá se jako náhrada kůže v elektrotechnice.

**galling(s)** – odřenin (např. na boku zubu kola). Zadirání boků ozubených kol.

**Hertzův tlak** – napětí v dotyku. Vztahá při styku dvou těles nestejné křivosti, např. při styku dvou koulí, koule s plochou, dvou válců nebo dvou zubů spolupůsobících kol.

**kalandr** – stroj s těžkými ocelovými nebo litinovými studenými nebo vytápěnými válci k hlazení papíru, tkanin, k vytahování fólie ke zpracování kaučuku nebo plastů.

**korekce ozubených kol** – úprava profilu ozubení, kterou se zamezí podřezání zubů kol s malým počtem zubů, u nichž s klesajícím počtem zubů se zhoršují jejich kinematické a pevnostní vlastnosti. Korekce: a) zamezuje podřezání paty zubu a vzniku špičaté hlavy zubu, b) zlepšuje měrný skluz, a tím zvyšuje životnost ozubení, c) zmenšuje dotykové tlaky na zub, d) dovoluje navrhnout převod při předepsané konstrukční vzdálenosti os. Korekce se provádí: a) posunutím profilu nástroje, b) změnou úhlu záběru nástroje, c) změnou výšky zubu nástroje.

**modul (ozubení)** – základní veličina všech rozměrů ozubení. Poměr průměru roztečnice kružnice a počtu zubů; má rozměr délky.

**paloida** – evolventní křivka boku zubů na základním kole kuželových ozubených soukolí se zakřivenými zuby typu Klingelberg.

- pitting(s)** mechanická eroze obrobene plochy, vznikající zejména na plochách ložisek a na bocích zubů ozubených kol ve formě jemných jamek
- reverzní** – zvrátný, navratný, měnící smysl otáčení součástí strojů do opačného směru, do protisměru
- satelit** – vložené ozubené kolo v planetové převodovce, které slouží k přenášení pohybu z jednoho hřídele na druhý.
- teflon** obchodní název pro plast polytetrafluorethylen, mimořádně odolný, používány na izolace a těsnění i při vyšších teplotách
- variátor** – mechanismus s plynule měnitelným, výstupním otáčkami.

# ČESKO—RUSKÝ—ANGLICKÝ—NĚMECKÝ SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ

## B

bezpečnost (míra bezpečnosti)	запас прочности	safety (measure of safety)	Sicherheit, Sicherheitszahl
boční křivka	боковая кривка	side curve	Flankenkurve
bok zubu	бок зуба	tooth flank	Zahnflanke

## C

centrální kolo	центральное колесо	central gear wheel	Sonnenrad
cykloida	циклоида	cydoid	Zykloide

## Č

čára záběru	линия зацепления	mesh line	Eingriffslinie
-------------	------------------	-----------	----------------

## D

délka záběru	длина зацепления	length of mesh	Eingriffsstrecke
diferenciál	дифференциал	differential	Ausgleichgetriebe, Differential
dimenzování	назначение размеров	dimension	Bemessung, Auslegung
doplnkový kužel	дополнительный конус	complementary cone	Ergänzungskegel

## E

eloida	элоида	eloid	Eloide
evolventa	эвольвента	involute curve	Evolvente

## F

fibra	фибра	fibre	Faser
-------	-------	-------	-------

## H

házení	биение	flapping	Schlag
házení boční (čelní)	торговое биение	side flapping	Sturmschlag, Sturmlauffehler
házení radové (obvodové)	радиальное биение	radial flapping	Umfangsschlag, Umfanglauf
Hertzův tlak	контактное давление	Hertz's pressure	Hertzsche Pressung
hřeben (ozubený)	ребенка	rack	Zahnstange, Zahnkamm

hřidel	вал	shaft	Welle
hřidel hnací	ведущий вал	driving shaft	Antriebswelle
hřidel hnáný	ведомый вал	driven shaft	(angetriebene) Welle
hřidel nosný	ось	bearing shaft	Achse
hřidel pohybový	вал	motion shaft	Welle

## K

kalandr	каландр	calender	Kalander, Glättwerk
kladka	блок, ролик	pulley, roller	Rolle
kladka lanová	канатный ролик	rope pulley, ropesheave	Seilrolle
kladka napínací	натяжной ролик	tension (jockey) pulley	Spannrolle
kladka vodící	направляющий ролик	guide roller	Leitrolle, Führungsrolle
kolo	колесо	wheel	Rad
kolo čelní (ozubené)	лобовое зубчатое колесо	spur gear	Stirnrad, Stirnzahnrad
kolo čelní s přímými zuby	прямозубое зубчатое колесо	spur gear with straight teeth	geradverzahntes Rad, Geradstirnrad
kolo čelní se šikmými zuby	косозубое зубчатое колесо	helical gear	schrägverzahntes Rad, Schräg Zahn-Stirnrad
kolo kuželové (ozubené)	коническое зубчатое колесо	bevel gear	Kegelrad
kolo lící	лицевое колесо	face wheel	Planrad
kolo ozubené	зубчатое колесо	gear, gear wheel	Zahnrad
kolo porovnávací	эквивалентное колесо	comparison gear	Ersatzrad
kolo planetové	планетарное колесо	planet gear	Umlaufrad, Planetenrad
kolo řetězové	цепное колесо	chain wheel (sheave)	Kettenrad
kolo táhlové	тарельчатое колесо	disc gear	Tellerad
korekce	коррекция	correction	Korrektor
kotouč	каток	wheel	Scheibe, Rad
kotouč třecí	фрикционный каток	friction wheel	Reibscheibe, Reibrad
kružnice	окружность	circle	Kreis, Kreislänge
kružnice hlavová	окружность выступов	addendum circle	Kopfkreis
kružnice patní	окружность впадин	dedendum circle	Fußkreis
kružnice rozletná	начальная окружность	pitch circle	Teilkreis
kružnice základní	основная окружность	basic circle	Grundkreis

## L

lano	калат	cable, rope	Seil
lanko	канатик	wire, string	Litze
ložisko	подшипник	bearing	Lager

# M

mazání	смазка	lubrication	Schmierung, Schmieren
mazání oběhové tlakové	циркуляционная смазка под давлением	pressure (forced) lubrication with circulation	Druckumlaufschmierung
mazání olejovou lázní	смазка разбрызгиванием	lubrication with oil bath	Tauchbadschmierung
mazání ruční	ручная смазка	manual lubrication	Handschmierung
mazivo	смазка	lubricant	Schmierstoff, Schmiermittel
míra přes zuby	длина общей нормали	measure over teeth	Zahnweite
modul (ozubení)	модуль (зацепления)	modul (of toothing)	Modul (der Verzahnung)
modul čelní	лобовой модуль	face module	Stirnmodul
modul normálový	нормальный модуль	norm. module	Normalmodul
modul osový	осевой модуль	axis module	Achsmodul
moment	момент	moment	Moment
moment kroutací	вращающий момент	torque	Drehmoment, Torsionsmoment
moment ohybový	изгибающий момент	bending moment	Biegemoment

# N

náboj kola	ступица	wheel hub	Radnabe, Nabe
napínací ústrojí	натяжное устройство	tension mechanism	Spannvorrichtung

# O

obvodová rychlost	окружная скорость	circumferential (peripheral) velocity	Umfangsgeschwindigkeit
obvodová síla	окружное усилие	circumferential force	Umfangskraft
opásání	обхват	embracing	Umschlingung, Umspannung
opášení otevřené	открытый ремень	open-belt embracing	offener Trieb
opášení polozkřížené	полуперекрестный ремень	quarter-twist-belt embracing	halbgekreuzter Trieb
opášení zkřížené	перекрестный ремень	twist-belt embracing	gekreuzter Trieb
otáčky	число оборотов	revolutions	Drehzahl, Umdrehungszahl
otěr	истирание	rub off	Verschleiß
ozubení	зацепление	gearing, toothing	Verzahnung
ozubení čárové	цепочное зацепление	pin gearing	Zapfenverzahnung, Triebstockverzahnung
ozubení cykloidní	циклоидное зацепление	cycloidal gearing	Zykloidenverzahnung



ozubení dvo-ventní	эвольвентное зацепление	involute gearing	Evoventverzahnung
ozubení Novikovo	зацепление Новикова	Novikov's gearing	Novikov-Verzahnung
ozubený hřeben	гребенка	rack	Zahnstange, Zahnkamm
<b>P</b>			
paloida	валлоид	paloid	Palloide
pastorek	малое приводное колесо	pinion	Ritzel, Kleinrad
planetové soukolí	планетарное зацепление	planet (epicyclic) gearing	Umlaufgetriebe, Planetengetriebe
počet	число	number	Zahl
počet článků řetězu	число звенья цепи	number of chain links	Gliederzahl
počet chodů	число винток	number of worm runs	Gangzahl
počet řemenů	число ремней	number of belts	Riemenzahl
počet zubů	число зубьев	number of teeth	Zähnezahl
počet zubů mezu	предельное число зубьев	limit number of teeth	Grenzzähnezahl
podřezání (zubu)	подрезание	undercutting	Unterschneidung, Unterschnitt
posunutí profilu	перемещение профиля	profile shifting	Profilverschiebung
posunutí profilu jednotkové	коэффициент коррекции	unit profile shifting	Profilverschiebungsfaktor
profil zubu	профиль зуба	tooth profile	Zahnprofil
prokluz	проскальзывание	slip, slipping, slippage	Rutschen, Schlupf
převod	передача	drive	Getriebe
převod hydraulický	гидравлическая передача	hydraulic drive	Flüssigkeitsgetriebe, hydraulisches Getriebe
převod jednoduchý	одноступенчатая передача	single drive	einstufiges Getriebe
převod kontaktní	передача непосредственного контакта	contact drive	Kontaktgetriebe
převod lanový	канатная передача	cable drive	Seilgetriebe
převod mechanický	механическая передача	mechanical drive	mechanisches Getriebe
převod opásaný	передача гибкой связью	drive with embracing	Hülgetriebe
převod ozubenými koly	зубчатая передача	reduction gear	Zahngetriebe, Rädergetriebe
převod řemenový	ременная передача	belt drive	Riementrieb
převod řetězový	цепная передача	chain drive	Kettengetriebe, Kettentrieb

převod se zubovým řemenem	передача с плоскостубчатými ремнями	drive with toothed belt	Zahnriemengetriebe
převod složený	многоступенчатая передача	composed (combined) drive	stufenförmiges Getriebe
převod třecí	фрикционная передача	friction drive	Reibgetriebe, Reibädergetriebe
převodovka	коробка передач	gear box	Getriebegehäuse
převodové číslo	передаточное число	transmission ratio, gear ratio {u ozub. kol}	Übersetzung, Übersetzungsverhältnis
převodové číslo plynulé měnitelné	переменное передаточное число	continuous change transmission ratio	stufenloses Getriebe
převodové číslo statické	постоянное передаточное число	constant transmission ratio	feste Übersetzung
<b>R</b>			
rameno (kola)	плечо	spoke	Arm
regulační rozsah otáček (variátoru)	регулируемый диапазон	regulating range of revolutions	Regelbereich
reverzní {ústroj}	реверсивный	reversing	Wende-, Umkehr-, Reversion-
rovina	плоскость	plane, level	Ebene
rovina čelní	лобовая плоскость	face plane	Stirnebene, Stirnschnitt
rovina osová	осевая плоскость	axis plane	Achsebene, Achsschnitt
rovina normálová	нормальная плоскость	normal plane	Normalebene, Normalschnitt
rovina roztečná	делительная плоскость	pitch plane	Teilungsebene
rozteč	шаг	pitch	Teilung
rozteč čelní	торцевой шаг	face pitch	Stirnteilung
rozteč osová	осевой шаг	axis pitch	Achsteilung
rozteč normálová	нормальный шаг	normal pitch	Normalteilung
rozteč základní	основной шаг	base pitch	Grund(kreis)teilung
roztečná přímka	делительная прямая	pitch straight line	Teilgerade
rychlost	скорость	velocity, speed	Geschwindigkeit
rychlost kluzná	скользящая скорость	sliding velocity	Gleitgeschwindigkeit
rychlost obvodová	окружная скорость	circumferential (peripheral) velocity	Umfangsgeschwindigkeit
rychlost úhlová	угловая скорость	angular velocity	Winkelgeschwindigkeit
<b>Ř</b>			
řemen	ремень	belt	Riemen
řemen klínový	клиновой ремень	V-belt	Keilriemen

řemen klinový klasického průřezu	стандартный клиновой ремень	V-belt with classic cross section	Normalkeilriemen
řemen klinový úzký	узкий клиновой ремень	narrow V-belt	Schmalkeilriemen
řemen kožený	кожаный ремень	leather belt	Lederriemen
řemen kruhového průřezu	круглый ремень	belt with circular cross section	Lederschmuz
řemen plochý	плоский ремень	flat belt	Flachriemen
řemen pryžový	прорезиненный ремень	rubber belt	Gummiriemen
řemen textilní	текстильный ремень	textile belt	Textilriemen
řemen zubový	зубчатый ремень	toothed belt	Zahnriemen
řemenice	шкиб	pulley	Riemenscheibe
řemenice pro klinové řemeny	шкиб для клиновидных ремней	V-belt pulley	Keilriemenscheibe
řemenice pro ploché řemeny	шкиб для плоских ремней	flat-belt pulley	Flachscheibe
řetěz	цепь	chain	Kette
řetěz Ewartův	крючковая цепь	Ewart's chain	Ewart-Kette
řetěz Gallův	цепь Галля	Gall's chain	Gall-Kette, Galische Kette
řetěz kloubový	шарнирная цепь	knuckle chain	Gelenkkette
řetěz lamelový	пластинчатая цепь	plate chain	Laschenkette, Lamellenkette
řetěz pouzdrový	втулочная цепь	bushing chain	Hülzenkette, Buchsenkette
řetěz vaňovaný (článekový)	звеньевая (сварная) цепь	welded chain	Gliederkette
řetěz válečkový	роликовая цепь	roller chain	Rollenkette
řetěz zubový	зубчатая цепь	toothed chain	Zahnkette
<b>S</b>			
satelit	сателит	planetary gear, satellite	Umlaufrad, Planetenrad
součinitel	коэффициент	coefficient	Koeffizient, Beiwert
součinitel trvání záběru	коэффициент перекрытия	coefficient of permanent mesh	Überdeckungsgrad
soukolí	передача	gearing	Getriebe, Räderpaar
soukolí čelní	цилиндрическая передача	spur gearing	Sturmgradgetriebe
soukolí hypoidní	гипоидная передача	hypoidal gearing	Hypoidgetriebe
soukolí kuželové	коническая передача	bevel gearing	Kegelradgetriebe
soukolí šnekové	червячная передача	worm gearing	Schneckengetriebe
soukolí šroubové	винтовая передача	spiral gearing	Schraubenge triebe

spojuvací členek (spojka) řetězu stoupání, (roubovice) strana	соединительное звено ход струна	connecting link of chain lead, pitch string	Trinketten-Verschluß Steigung Saitc
<b>S</b>			
šnek	червяк	worm	Schnecke
šnek evolventní (E)	эвольвентный червяк	involute curve worm (E)	ZE-Schnecke, Evoiventschnecke
šnek globoidní	глобоидный червяк	globoidal worm	Globoidschnecke
šnek obecný (N)	конволютный червяк	ordinary worm (N)	ZN-Schnecke
šnek spirální (A)	спиральный червяк	spiral worm (A)	ZA-Schnecke, Spiralschnecke
šnek válcový	цилиндрический червяк	cylindrical worm	Zylinderschnecke
šnekové kolo	червячное колесо	worm wheel, worm gear	Schneckenrad
šnekové kolo globoidní	глобоидное червячное колесо	globoidal worm gear	Globosdrad
šnekové kolo válcové	цилиндрическое червячное колесо	cylindrical worm gear	Zylinderrad
šňůra	шнур	cord, strand, line	Schnur
<b>T</b>			
tažný člen	тяговой элемент	draw member	Zagelement
<b>U</b>			
účinnost	к.п.д. — коэффициент полезного действия	efficiency	Wirkungsgrad
úhel	угол	angle	Winkel
úhel kužele	угол конуса	angle of a cone	Kegelwinkel
úhel opášení	угол обхвата	angle of embracing, angle of contact	Umschlingungswinkel, Umspannungswinkel
úhel sklonu zubu	угол наклона зубьев	angle of tooth inclination	Schrägungswinkel
úhel záběru	угол зацепления	pressure angle	Engriffswinkel
úhel zubu	угол зуба	tooth angle	Zahnwinkel
pnášeč (satelit)	водило	carrier, driver, dog	Steg
únosnost (ozub. kol)	несущая способность	carrying capacity	Tragfähigkeit
únosnost v dotyku	несущая способность при контакте бока зуба	carrying capacity in contact	Zahnflankentragfähigkeit
únosnost v ohybu	несущая способность при изгибе	carrying capacity in bend	Zahfußtragfähigkeit

# V

valivá	начальная	rolling	Walz-
valivá kružnice	начальная окружность	rolling circle	Walzkreis
valivá přímka	начальная прямая	rolling straight line	Walzgerade
vaivý bod	точка зацепления	rolling point	Wälzpunkt
variátor	варнатор	variator	Variator
věncí kola	венца	rim, crown	Rackkranz
výkon	мощность	power, output	Leistung
výkon jmenovitý	номинальная мощность	nominal power	Nennleistung
vypočtová délka (klinového řemeně)	расчётная длина	calculated length	Wirlänge
vypočtový průměr (klinového řemenice)	расчётный диаметр	calculated diameter	Wirkdurchmesser
vzdálenost os	межосевое расстояние	distance of axis	Achsabstand, Achswerte

# Z

zadírání	заседание	jamming, seizing	Fressen
základní	основной	basic	Grund-
základní kolo	основное колесо	basic gear	Grundrad
základní profil	основная рейка	basic profile	Grundprofil
zákon ozubení	теорема зацепления	law of gearing (toothing)	Verzahnungsgesetz



## REJSTŘÍK

### Bezpečnost 101

- proti tvorbě pittingů 101
- proti únavovému lomu 101

### Cykloida 89

#### Čára boční 73, 74

- záběru 73, 75

#### číslo $K$ pro řetězy — tab. 13

- mazání  $\mu$  — tab. 13
- provedení řetězu — tab. 13
- rázů  $Y$  — tab. 13
- tlenu  $\lambda$  — tab. 13
- výkonu  $x$  — tab. 13
- vzdálenosti  $q$  — tab. 13

#### číslo převodové 16, 17, 26, 36, 56, 76, 86, 96, 113, 115, 123, 134

#### článek řetězu spojovací křivky 53, 57

- vnější 57

#### člen tažný 29, 35, 37

### Délka šneků 132

- záběrové šnečky 83
- záběru 82, 83

### demontráž ozubených soukolí 148

### deska kola 38, 40, 41

### diferenciál 155, 156

### drát polyamidový 35

### Epicykloida 89

### evolventa 74, 75

### Galling 143

### Hlučnost ozubených kol 144

### hřeben ozubený 74, 75

### hypocykloida 89

### Kladka lanová 29, 38, 39

- napínací 31
- vodící 30, 31

### kolo centrální 151, 152

- čelní 117
- korigované 79
- korunové 152
- N (normální) 74, 75, 81
- ozubené 69
- — dělené 118
- — lité 118
- — svařované 118, 119
- — v přesné mechanice 119
- — z plastů 119
- porovnávací 92, 111
- řetězové 53, 57
- složené 120, 135
- šnekové globoidní 127, 129

### — válcové 127

- talířové 120

- třecí 24, 25

### kolo + V, — V 79, 81

- základní 111

### konstrukce ozubených kol 116, 117

### korekce 78, 79, 81

- na osovou vzdálenost 82
- nejmenší 79, 81
- nejvýhodnější 80, 81
- podle Merritta 80, 81

### kotouč lanový 29, 38, 39

- převodní 65
- řemenový 29, 38, 39
- třecí 23, 24, 25
- — čelní 23, 25
- — kuželový 23, 25
- — lícni 23, 25
- — s klinovými drážkami 23

### kružnice hlavové 76

- patní 76
- roztečná 75, 76
- valivá 71
- základní 71, 74, 75

### křivka boční 73, 74

### kužel dopřádkový 110, 113

- hlavový 112

- patní 112
- roztečný 112

Lanko drátěné 35  
 lanko polyamidové 35  
 – polyesterové 35  
 lano 29  
 lázeň olejová 147  
 ložní špičky zubu 142  
 – zubu silový 142  
 – – únavový 142

Materiál ozubených kol 97  
 – šnekových soukolí 134  
 mazání oběhové 147  
 – olejovou lázní 147  
 – ozubených převodů 145, 147  
 – ruční 147  
 mazivo 145  
 mez cyklické pevnosti boku zubu v dotyku 101, 102  
 – – – paty zubu v ohybu 101, 102  
 mezičlen převodový 65  
 míra přes zuby 87  
 modul 74, 76, 84, 85, 86, 94, 115, 131  
 – čelní 94  
 – normálový 94  
 – osový 131  
 – valivý 85, 86  
 moment kroutící 18  
 montáž ozubených soukolí 148

Náboj kola 38, 40, 41  
 napětí srovnávací v dotyku 100  
 – – v ohybu 100

Obsluha ozubených převodů 149  
 olej 145  
 opásání 29  
 – otevřené 30, 31  
 – polozkřížené 30, 31  
 – zkřížené 30  
 opotřebení boků zubů 143  
 oprava ozubených kol 145  
 otěr zubů 143  
 ozubení 69  
 – cévové 91  
 – cykloidní 69, 89, 91  
 – evolventní 69  
 – hodinářské 91  
 – Novikovovo 93

Pás 33, 34  
 pastorek čelní 117  
 – kuželový 119  
 pevnost řetězu při přetržení – tab. 13  
 pitting 101, 143  
 plocha kloubu řetězu – tab. 13  
 počet článků řetězu – tab. 13  
 – zubů 76, 84, 85, 86, 94, 115, 131  
 – – mezi 78  
 počet zubů porovnávacího kola 92, 94, 110, 112, 113, 115  
 podřezání zubů 77  
 poloměr porovnávacího kola 92  
 – základního kola 112, 113, 114, 115  
 poměr šneku  $q$  129, 131  
 poměry silové na ozubených soukolích čelních 95, 96, 97  
 – – – – – kuželových 114  
 – – – – – planetových 154, 156  
 – – – – – šnekových 130  
 posunutí kola 82  
 – – jednotkové 82, 85, 86  
 – os 82, 85, 86  
 – – jednotkové 82, 83, 85, 86  
 – základního profilu 78, 79, 84, 85, 86  
 – – – jednotkové 79, 84, 85, 86  
 profil Z (základní) 74, 75  
 průměr kružnice hlavové 76, 84, 85, 86, 94, 115, 131  
 – – patní 76, 84, 85, 86, 94, 131  
 – – roztečné 76, 84, 85, 86, 94, 115, 131  
 – – valivé 85, 86  
 – věnce šnekového kola vnější 132  
 přesnost ozubených kol 98  
 převod 20, 21  
 – čtyřstupňový 66, 68  
 převod dvoustupňový 65, 66, 67  
 – jednoduchý 16, 17, 18  
 – jednostupňový 64, 65, 66  
 – kontaktní 15, 16  
 – – se stykem silovým 22  
 – – – – tvarovým 69  
 – lanový 16, 29  
 – mechanický 15  
 – opásaný 15, 16  
 – – se stykem silovým 29  
 – – – – tvarovým 52  
 – ozubenými koly 16, 18, 69  
 – ozubeným řemenem 32  
 – planetový 151  
 – řemenový 16, 18, 29  
 – řetězový 16, 52

- sílový 15, 16
- s plynule měnitelným převodovým číslem 22
- se stálým převodovým číslem 22, 23
- složený 17
- třeci 16, 22, 26
- tvarový 15, 16

#### převodovka planetová 151

- průmyslová 116
- s 1 čelním soukolím 116, 121
- s 2 čelními soukolími 120, 121
- převodovka s 3 čelními soukolími 121
- s 1 kuželovým soukolím 121
- -- -- s 1 čelním soukolím 122
- -- -- s 2 čelními soukolími 122
- šneková 140, 141

#### Rameno kola 38, 40

#### renovace ozubených kol 145

- -- -- mechanická 146
- -- -- navařováním 145
- -- -- tvářením 145

#### rovnice diferenciálu 155

- planetového převodu montážní 154
- -- --, sousedství 154

#### rozsah otáček regulační 64

- rozteč 75, 76, 84, 92, 94
- čelní 92, 94
- normálová 92, 94, 131
- osová 131
- základní 84

#### rychlost kluzná 129, 130

- obvodová 18, 32, 69
- řetězu 58
- úhlová 69

#### Řemen 29

- klinový 33, 34, 38, 39
- -- klasického průřezu 38, 39
- -- široký 38, 39

#### řemen klinový úzký 38, 39

- kruhový kožený 35
- ozubený 52
- plochý 33, 34, 37, 38
- -- balatový 34, 38
- -- kožený 34, 37, 38
- -- pryžový 34, 38
- -- textilní 34, 38
- -- z několika materiálů 34, 38

#### řemenice 29, 38, 39

#### řetěz 53, 54, 55, 56

- Ewartův 54

- Gallův 54

- kloubový 53, 54, 55

- lamelový 53, 56

- pouzdrový 54, 56

- Reaoldův 53, 55

- válečkový 55, 56

- zubový 53, 55

#### Samonapínání 41

#### satelit 151, 152

#### síla axiální 97, 114, 132

- normálová 95, 97, 114
- obvodová 18, 26, 32, 58, 95, 97, 114, 132
- -- jmenovitá 100
- -- směrodatná 100
- odstředivá 33, 58
- přídačná 26

#### síla radiální 95, 97, 114, 134

#### skluz 17, 26, 36

#### sktůň převodovky 122

#### smysl otáčení šroubového soukolí 126

- stoupání šroubovice 94

#### součinitel délky řemenu 47

- drsnosti povrchu zubu  $\chi_a$ ,  $Z_a$  101
- materiálu  $Z_M$  100
- maziva a druhu mazání  $K_L$  101
- nerovnoměrnosti zatížení zubů  $K_{F\beta}$ ,  $K_{H\beta}$  114
- podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{Fm}$ ,  $K_{Hm}$  100
- provozní  $K_1$  100
- provozního zatížení řemenu 47
- sklonu zubu  $\gamma_a$  100
- součtové délky stykových čar boků zubů  $Z$ , 100
- tvaru zubů  $\gamma_F$ ,  $Z_F$  100
- úhlu opásání řemenu 47
- vlivu trvání záběru evolventy  $\gamma$ , 100
- vnitřních dynamických sil  $K_v$  100
- vrubu v oblasti patní přechodové křivky 101
- záběru s 87, 100

#### soukolí 69

- čelů s dvojnásobně šikmými zuby 72, 92
- -- -- šípovými zuby 73, 92
- -- s kruhovými zuby 73

#### soukolí čelní se stupňovitými zuby 72

- -- se šikmými zuby 72, 92, 94
- -- se šípovými zuby 72, 92
- -- s vnějším ozubením 70
- -- s vnitřním ozubením 71
- -- se zakřivenými zuby 71
- Helicon 125
- hypoidní 71, 124
- kuželové 110, 111



- -, rozměry 110, 115
- - s ozubením elipsoidním (Oerlikon) 73
- - - - kruhovým (Gleason) 73
- - - - paleoidním (Klingelberg) 72
- - - - přímým 71, 72
- - - - spirálním 72
- - - - šikmým 72, 114
- - - - šipovým 72, 114
- - - - vnějším 111
- - - - vnitřním 111
- - - - zakřiveným 71, 72, 114
- -, uložení 112
- - základní 111
- N 77, 81

- planetové činní 152

soukolí planetové kuželové 152

- - s dvojitým satelitem 152
- - s jednoduchým satelitem 152
- planoidní 124
- spiroidní 124
- šnekové 70, 125, 126
- šroubové 70, 71, 123
- - válcové 124
- V 79, 80, 81, 85, 86
- valivé 70, 71
- - čelní 70
- - kuželové 71
- VN 79, 80, 81, 84

spojka řetězu 53, 57

stoupání šroubovice 93, 94, 131

struna polyamidová 29

- sřezová 35

Šifka ozubení 76, 94, 115

- řemeni 43
  - věnce šnekového kola 132
  - zubní mezery 75, 76
- šnek A 127, 128
- E 127, 129
  - evolventní 127, 129
  - globoidní 127
  - N 127, 128
  - obecný 127, 128
  - spirální 127, 128
  - válcový 127, 129

šňůra 29

šňůra bavlněná 35

- hedvábná 35

- konopná 35

Tab v páru (opásání) 32, 33

tlak Hertzův 100, 101, 102

- - srovnávací 100

- v kloubu řetězu - tab. 13

tloušťka zubu 75, 76, 84, 86, 94, 132

trvání záběru 82

Účinnost 18, 26, 37, 58, 96, 125, 134

- převodu 18

úhel hlavy zubu 112, 115

- kužele doplňkového 115

- - hlavového 112, 115

- - patního 112, 115

- - roztečného 112, 114, 115

- opásání 43

- paty zubu 112, 115

- sklonu zubu 92, 94

- stoupání šroubovice 131

- záběru 75, 76, 84, 85, 86, 94, 115, 131

- - čelní 92, 94

- - normálový 92, 94

- - osový 131

- - valivý 86

úhel zkosení věnce 132

- zubu 112, 115

unášeč 151, 152

únosnost boku zubu v dotyku 100, 101

- paty zubu v ohybu 100, 101

ústroj napínací 41

Variátor 64, 65, 66, 67

- kombinovaný 67

- řetězový 67

- s klínovým řemenem 66

- třecí 65

- - s koly činnými 65

- - - - diskovými 66

- - - - kulovými 66

- - - - kuželovými 65

- - s výkyvnými převodními kotouči 65

věvec kola 38, 39, 40, 41

vláknó polyamidové 35

vlasce polyamidový 35

vůle boční 88

- hlavová 75, 76, 84, 94

výpočet modulu ozubených kol 101

- ozubených kol na počítači 105, 106, 107, 108, 109, 110

- pevnostní šnekových soukolí 135

- únosnosti ozubených kol činných 98

- - - - kuželových 114

výška hlavy zubu 75, 76, 84, 85, 94, 115, 131

- paty zubu 75, 76, 84, 85, 94, 115, 131

– zubu 75, 76, 84, 85, 94, 115, 131  
vzdálenost os 42, 43, 58, 76, 84, 86, 94, 131  
– – montážní 86  
– – valivá 85

Zahíhání ozubených soukolí 150

zadírkoi zubů 143

zákon ozubení 69

zařízení samonapínací 42

zatížení převodových řetězů dovolené 38

zkoušení ozubených soukolí 150

zkrácení hlavy zubu 82

– – – jednotkové 82, 85, 86

změna vzdálenosti os 82, 83, 85

– – – jednotková 82, 83, 85, 86

ztráty 16, 37

– třením 18

zvyšování únosnosti ozubených kol 141